

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Zařízení na krácení kulatiny

Equipment for cutting logs

Student:

Ondřej Milar

Osobní číslo:

MIL0069

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jiří Beinstein

Ostrava 2020

Zadání bakalářské práce

Student: **Ondřej Milar**

Studijní program: **B2341 Strojírenství**

Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**

Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**

Téma: **Zařízení pro krácení kulatiny
Equipment for cutting logs**

Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte možné koncepce zařízení pro krácení kulatiny (dřeva). Zvolte nejlepší koncepci a odůvodněte tuto volbu. Navrhněte a zkontrolujte vybranou koncepci. Návrh a kontrola by se měly zabývat mechanismy, mechanickými strukturami a výběrem elektronických prvků, jako jsou motory, tlačítka, senzory a podobně. V práci není zapotřebí řešit jejich zapojení po elektrotechnické stránce. Při práci zohledněte hrubé zacházení se zařízením, bezpečnost obsluhy a možnost transportu na krátkou vzdálenost. Součástí práce bude výkres sestavy celého zařízení a výrobní výkres vedoucím práce vybraného dílu.

Parametry:

- maximální průměr kulatiny 350 mm,
- maximální délka kulatiny 2000 mm,
- maximální délka posledního polene 250 mm,
- materiál kulatiny - tvrdé a měkké dřevo.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. Bolek, A; Kochman, J. *Části strojů I*. Praha: SNTL, 1989. 775s. ISBN 80-03-00046-7
2. Kaláb, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*, Části spojovací. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 90s. ISBN 978-80-248-1290-8
3. Leinveber, J; Vávra, P. *Strojnické tabulky*. Albra-pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006. 914s. ISBN 80-7361-033-7
4. Němček, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. Spoj. Skriptum VŠB-TU Ostrava. Ostrava, 2002. 111s. ISBN 978-80-248-1290-8
5. Normy, katalogy, prospekty, webové stránky o dané problematice

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jiří Beinstein**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.


V Ostravě dne 12.5.2020

Podpis studenta: 

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložena u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 12.5.2020

Podpis studenta: 

Jméno a příjmení autora práce:

Ondřej Milar

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Malé Hradisko 35, 798 49

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu práce, Ing. Jiřímu Beinsteinovi, za všechny cenné rady, pomoci a ochotu při postupech touto bakalářskou prací.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

MILAR, O. *Zařízení pro krácení kulatiny: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů – 347, 2020, 69 s. Vedoucí práce: Ing. Jiří Beinstein.

Bakalářská práce se zabývá vlastním konstrukčním návrhem zařízení pro krácení kulatiny. V první části je vypsán široký výběr pil na trhu. Z těchto pil je následně vybrán nejvhodnější koncepční návrh pily pro řezání palivového dříví. Dále jsou provedeny výpočty nejdůležitějších komponent zařízení. Je zvolen vhodný elektromotor, řezné síly, převody, mechanismy a možnost manipulace zařízení na krátké vzdálenosti. Výkresy a náležitosti týkající se výpočtů jsou vloženy do příloh.

ANOTATION OF THE BACHELOR THESIS

MILAR, O. *Equipment for cutting logs: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms – 347, 2020, 69 p. Thesis head: Ing. Jiří Beinstein.

The bachelor thesis deals with own construction design of equipment for cutting logs. In the first part there is a wide selection of saws on the market. From these saws is then selected the most suitable conceptual design saw for cutting firewood. Furthermore, calculations of the most important components of the equipment are performed. A suitable electric motor, cutting forces, gears, mechanisms and the possibility of manipulation of the device over short distances are chosen. Drawings and essentials relating to the calculations are inserted in the annexes.

Obsah

SEZNAM ZNAČEK A SYMBOLŮ.....	10
ÚVOD.....	15
1 REŠERŠE PIL V ŠIROKÉM VÝBĚRU NA TRHU	16
1.1 Druhy dřeva a řeziva.....	16
1.1.1 Základní druhy dřeva.....	16
1.1.2 Druhy řeziva	17
1.2 Pily na dřevo	17
1.2.1 Ruční pily s motorovým pohonem	18
1.2.2 Strojní pily	19
1.3 Řezné nástroje.....	24
1.4 Výběr pil pro příčné řezání kulatiny a volba pily	27
1.4.1 Řetězová pila	27
1.4.2 Pásová vertikální pila	28
1.4.3 Okružní pila - cirkulárka	28
1.4.4 Volba pily	29
2 POHON ZAŘÍZENÍ A ŘEZNÝ NÁSTROJ	30
2.1 Volba elektromotoru	30
2.2 Volba řezného kotouče	30
3 VÝPOČTY	31
3.1 Návrh řemenového převodu.....	31
3.2 Výpočet skutečných výkonů, momentů a otáček řemenic.....	35
3.3 Výpočet předpětí řemene	36
3.4 Výpočet řezných sil na kotouči.....	37
3.5 Návrh hřídele	40
3.5.1 Minimální průměr hřídele.....	40
3.5.2 Odstupňování hřídele.....	41
3.5.3 Síly působící na hřídel	41
3.5.4 Stanovení M_o , M_k a posouvajících sil v ose X-Y	42
3.5.5 Stanovení M_o , M_k a posouvajících sil v ose X-Z.....	44
3.5.6 Průhyb a natočení hřídele	46

3.6	Bezpečnost hřídele	48
3.6.1	Statická kontrola	49
3.6.2	Dynamická bezpečnost	50
3.7	Výpočet trvanlivosti ložisek	53
3.8	Kontrola per	54
3.9	Závitová část hřídele	55
3.9.1	Statická bezpečnost závitů	55
3.9.2	Výpočet utahovacího momentu a utahovací síly matice	57
4	Závěr	58
5	Seznam použité literatury	59
6	Seznam příloh	61

SEZNAM ZNAČEK A SYMBOLŮ

<i>Symbol/značka:</i>	<i>Název:</i>	<i>Jednotka:</i>
A	Zvolená osová vzdálenost	mm
A _{MAX}	Maximální osová vzdálenost	mm
A _{MAX} '	Osová vzdálenost pro další napínání během provozu	mm
A _{MIN}	Minimální osová vzdálenost	mm
A _{MIN} '	Osová vzdálenost po nasazení řemene	mm
A _{SK}	Skutečná osová vzdálenost	mm
\sqrt{A}	Neuberova konstanta	-
a	Síla těla	mm
B	Šířka ložiska	mm
b	Šířka pera	mm
C _K	Součinitel počtu řemenů v převodu	-
C _L	Součinitel vlivu délky řemene	-
C _P	Provozní součinitel	-
C _α	Součinitel vlivu úhlu opásání	-
D _d	Průměr díry pro šroub	mm
D _k	Průměr rezného kotouče	mm
D _{KUL}	Maximální průměr řezané kulatiny	mm
D _{MIN}	Minimální výpočtový průměr řemenic	mm
D _s	Střední průměr přitlačného kotouče	mm
D _{sk}	Průměr klíče pro dotahování	mm
D _{s1}	Vnitřní průměr přitlačného kotouče	mm
D _{s2}	Vnější průměr přitlačného kotouče	mm
D ₁	Výpočtový průměr hnací řemenice	mm
D _{1MAX}	Maximální výpočtový průměr hnací řemenice	mm
D _{1MIN}	Minimální výpočtový průměr hnací řemenice	mm
D ₂	Výpočtový průměr hnané řemenice	mm
d ₂	Střední průměr závitu šroubu	mm
d ₃	Malý průměr závitu šroubu	mm
e	Rozměr drážky řemenice	mm
F _{CO}	Celková síla šroubu	N
F _{mř}	Výsledná síla malé řemenice	N
F _{mřx}	Síla malé řemenice v ose x	N
F _{mřy}	Síla malé řemenice v ose y	N
F _o	Obvodová síla	N
F _{OT}	Osová síla šroubu	N
F _p	Síla předpětí	N
F _{POS}	Posouvající síla šroubu	N

$F_{r1} = F_{r2}$	Radiální síla řezného kotouče	N
$F_{\check{R}}$	Celková řezná síla	N
$F_{\check{R}}'$	Řezná síla na jeden zub	N
$F_{\check{R}f}'$	Řezná síla na zuby v záběru	N
$F_{t1} = F_{t2}$	Tečná síla řezného kotouče	N
F_T	Třecí síla závitu	N
F_U	Utahovací síla matice	N
F_{xyx1}	Posouvající síla ve vzdálenosti x_1 v ose x-y	N
F_{xyx2}	Posouvající síla ve vzdálenosti x_2 v ose x-y	N
F_{xyx3}	Posouvající síla ve vzdálenosti x_3 v ose x-y	N
F_{xxz1}	Posouvající síla ve vzdálenosti x_1 v ose x-z	N
F_{xxz2}	Posouvající síla ve vzdálenosti x_2 v ose x-z	N
F_{xxz3}	Posouvající síla ve vzdálenosti x_3 v ose x-z	N
F_y	Síly působící na hřídel ve směru y	N
F_z	Obvodová síla šroubu	N
F_2	Síla působící na boky pera	N
f	Rozměr drážky řemenice	mm
f	Součinitel vláknového tření	-
f_K	Součinitel tření v klínové drážce	-
f_m	Součinitel tření pod maticí	-
f_o	Součinitel suchého smykového tření	-
f_{Od}	Dovolená ohybová frekvence řemene	Hz
$f_{o\check{R}}$	Ohybová frekvence řemene	Hz
f_p	Posuv do řezu	mm/s
f_{pmax}	Maximální možný posuv do řezu	mm/s
f_z	Součinitel smykového tření	-
i	Převodový poměr	-
i_{SK}	Skutečný převodový poměr	-
K	Počet řemenů v převodu	-
K_A	Dynamický součinitel	-
k_{dAA}	Dynamická bezpečnost v průřezu A-A	-
k_{dBB}	Dynamická bezpečnost v průřezu B-B	-
$k_{d\sigma AA}$	Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu v průřezu A-A	-
$k_{d\sigma BB}$	Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu v průřezu B-B	-
k_{min}	Minimální bezpečnost závitu	-
$k_{\check{R}}$	Počet řemenic v převodu	-
k_{sAA}	Statická bezpečnost v průřezu A-A	-
k_{sBB}	Statická bezpečnost v průřezu B-B	-
k_{SZ}	Statická bezpečnost závitu	-
k_{stAA}	Součinitel statické bezpečnosti v krutu v průřezu A-A	-

k_{stBB}	Součinitel statické bezpečnosti v krutu v průřezu B-B	-
L	Délka pera	mm
$L_{dlaň}$	Odhadovaná šířka dlaně dospělého člověka	mm
$L_{klíč}$	Délka klíče	mm
$L_{LOŽ}$	Vzdálenost mezi ložisky	mm
L_P	Délka řemene	mm
L_P'	Předběžná délka řemene	mm
L_u	Ideální páka	mm
L_Z	Délka oblouku zubů v záběru	mm
L_{10}	Trvanlivost ložiska v miliónech otáčkách	mil.ot.
L_{10h}	Trvanlivost ložiska v hodinách	hod.
M	Šířka věnce řemenice	mm
M_A	Moment k podpoře A	N·mm
M_B	Moment k podpoře B	N·mm
M_{k1}	Krouticí moment hnací řemenice	N·mm
M_{k2}	Krouticí moment hnané řemenice	N·mm
M_{oAA}	Výsledný ohybový moment v průřezu A-A	N·mm
M_{oBB}	Výsledný ohybový moment v průřezu B-B	N·mm
M_{oxyAA}	Ohybový moment v průřezu A-A v ose x-y	N·mm
M_{oxyBB}	Ohybový moment v průřezu B-B v ose x-y	N·mm
M_{oxyx1}	Ohybový moment ve vzdálenosti x_1 v ose x-y	N·mm
M_{oxyx2}	Ohybový moment ve vzdálenosti x_2 v ose x-y	N·mm
M_{oxyx3}	Ohybový moment ve vzdálenosti x_3 v ose x-y	N·mm
M_{oxzAA}	Ohybový moment v průřezu A-A v ose x-z	N·mm
M_{oxzBB}	Ohybový moment v průřezu B-B v ose x-z	N·mm
M_{oxzx1}	Ohybový moment ve vzdálenosti x_1 v ose x-z	N·mm
M_{oxzx2}	Ohybový moment ve vzdálenosti x_2 v ose x-z	N·mm
M_{oxzx3}	Ohybový moment ve vzdálenosti x_3 v ose x-z	N·mm
M_T	Třecí moment šroubu	N·mm
M_{tm}	Moment tření pod maticí	N·mm
M_{tz}	Moment tření na závitu	N·mm
M_U	Utahovací moment matice	N·mm
M_{Umax}	Maximální utahovací moment matice	N·mm
M_{Umin}	Minimální utahovací moment matice	N·mm
N_o	Ideální výkon na 1 řemen	kW
N_P	Skutečný výkon přenášený 1 řemenem	kW
n_{max}'	Přesný výpočet maximálních otáček rezného kotouče	ot/min
n_1	Otáčky hnací řemenice	ot/min
n_2	Otáčky hnané řemenice	ot/min
P	Stoupání závitu	mm

P_1	Výkon elektromotoru	kW
P_{1SKUT}	Skutečný výkon hnací řemenice	kW
P_2	Výkon hnané řemenice	kW
p_D	Dovolený tlak pro řemenice vyráběné odléváním	Pa
p_{DUB}	Tvrdost dubu	MPa
p_{SMRK}	Tvrdost smrku	MPa
R_{AA}	Poloměr v průřezu A-A	mm
R_{BB}	Poloměr v průřezu B-B	mm
R_e	Mez kluzu oceli	MPa
R_m	Mez pevnosti oceli	MPa
R_{vrA}	Výsledná reakce v podpoře A	N
R_{vrB}	Výsledná reakce v podpoře B	N
R_{xyA}	Reakce v podpoře A ve směru x-y	N
R_{xyB}	Reakce v podpoře B ve směru x-y	N
R_{xzA}	Reakce v podpoře A ve směru x-z	N
R_{xzB}	Reakce v podpoře B ve směru x-z	N
$S_{\dot{S}}$	Průřez šroubu	mm ²
$S_{tř}$	Plocha třísky	mm ²
s	Pružný skluz	-
s_T	Šířka rozvedených zubů	mm
s_z	Skutečný posuv do řezu	mm/s
s_z'	Skutečný posuv do řezu dle PILANA	mm/s
s_1	Velikost rozvedení zubů	mm
T_{AA-BB}	Krouticí moment se započtením dyn. součinitele	N·mm
$T_{xyx1,2,3}$	Krouticí moment ve směru x-y	N·mm
$T_{xzx1,2,3}$	Krouticí moment ve směru x-z	N·mm
t	Hloubka drážky pro pero v hřídeli	mm
t_1	Hloubka drážky pro pero v náboji	mm
t_{1max}	Maximální čas přerezáni tvrdého dřeva	s
t_{2max}	Maximální čas přerezáni měkkého dřeva	s
v_k	Obvodová rychlost řezného kotouče	m/s
v_1	Obvodová rychlost hnací řemenice	m/s
v_{1max}	Obvodová rychlost pro řemen typu Industrial	m/s
W_k	Modul průřezu v krutu	mm ⁴
z_c	Počet zubů v záběru za sekundu	s ⁻¹
z_k	Počet zubů řezného kotouče	-
$z_{ř}$	Počet zubů v záběru na největším průměru kulatiny	-
α	Úhel opásání řemene	°
α	Úhel opásání řemene	rad
α_z	Úhel metrického závitu	°

α_D	Úhel drážky řemenice	°
$\alpha_{\sigma AA}$	Součinitel vrubu pro ohyb v průřezu A-A	-
$\alpha_{\sigma BB}$	Součinitel vrubu pro ohyb v průřezu B-B	-
$\alpha_{\tau AA}$	Součinitel vrubu pro krut v průřezu A-A	-
$\alpha_{\tau BB}$	Součinitel vrubu pro krut v průřezu B-B	-
β_{AA}	Vrubový součinitel v průřezu A-A dle Neubera	-
β_{BB}	Vrubový součinitel v průřezu B-B dle Neubera	-
γ	Doplňkový úhel	°
γ_z	Úhel jednoho zubu řezného kotouče	°
ε_{AA}	Součinitel velikosti v průřezu A-A	-
ε_{BB}	Součinitel velikosti v průřezu B-B	-
μ_{AA}	Součinitel jakosti povrchu v průřezu A-A	-
μ_{BB}	Součinitel jakosti povrchu v průřezu B-B	-
μ_{PR}	Účinnost řemenového převodu	-
π	Ludolfovo číslo	-
σ_{aAA}	Velikost amplitudy v průřezu A-A	MPa
σ_{aBB}	Velikost amplitudy v průřezu B-B	MPa
σ_{co}	Mez únavy	MPa
σ_{redAA}	Redukované napětí v průřezu A-A	MPa
σ_{redBB}	Redukované napětí v průřezu B-B	MPa
σ_{soAA}	Ohybové napětí v průřezu A-A	MPa
σ_{soBB}	Ohybové napětí v průřezu B-B	MPa
σ^*_{coAA}	Mez únavy pro skutečnou součást v průřezu A-A	MPa
σ^*_{coBB}	Mez únavy pro skutečnou součást v průřezu B-B	MPa
τ_{dov}	Dovolené smykové napětí	MPa
τ_k	Smykové napětí	MPa
τ_{sAA}	Smykové napětí v průřezu A-A	MPa
τ_{sBB}	Smykové napětí v průřezu B-B	MPa
φ'	Třecí úhel závitu	°
ψ	Úhel stoupání závitu	°

ÚVOD

V této bakalářské práci bude proveden návrh konstrukce zařízení na krácení kulatiny. Tímto zařízením se chápe stroj, který se nazývá pila. Může být strojní i ruční. V této práci bude kladen důraz na ekonomičnost, funkčnost a obzvláště na bezpečnost, jelikož úrazy způsobené při zpracovávání dřeva jsou více než časté a obvykle nesou následky. Nejčastější způsob krácení kulatiny bývá pořez strojními pilami, jak už řetězovými, nebo kotoučovými, případně pásovými. Tyto stroje je možné všechny vidět i v tzv. pilnici, což je podnik, v němž se zpracovává dříví od zpracování celého kmene, až po výrobek ze dříví, kterými mohou být například dřevěné palety, oplocenky, dřevěné bedny, ale i kulatiny na topení, popřípadě jejich odřezky. Právě řezání kmenů a následný vznik kulatin o délce 250 mm bude řešeno. Tato operace bude prováděna na stroji nazývaném kolébková pila se stolem, tzv. cirkulárka.

1 REŠERŠE PIL V ŠIROKÉM VÝBĚRU NA TRHU

V současné době je zpracování dřeva jednou z nejčastějších operací či už pro topení v kotli, za účelem obrábění nebo jako důležité součásti ve stavebnictví, popřípadě strojírenství. Svoji výhodu mají i při konstrukci dopravních prostředků, například lodí. Proto, aby se dalo manipulovat s kusy dřeva, je potřeba strojů na dělení materiálu. Tyto stroje se nazývají pily. Pily jsou stroje, kde pracovní pohyb vykonávají nástroje – pilové listy, kotouče nebo pásy. Dřevo lze dělit jak ručně, tak i strojně. Dělení dřeva se provádí nejčastěji řezáním, kde odpadem jsou piliny.

1.1 Druhy dřeva a řeziva

Dřevo patří k nejstarším stavebním materiálům využívané již v pravěku. Hlavními důvody pro užití dřeva jsou výhodné konstrukční vlastnosti (lehkost, snadná opracovatelnost, dobré izolační vlastnosti). Měkké dřevo je takové, které se snáze opracovává, pochází většinou z jehličnatých stromů, zatím co tvrdé dřevo se získává hlavně z listnatých stromů. Krom několika výjimek měkká dřeva podléhají hnilobě snáze než tvrdá. [4]

1.1.1 Základní druhy dřeva

V bakalářské práci bude použit smrk (měkké dřevo) a dub (tvrdé dřevo). Tyto druhy dřeva jsou jako palivo do kotle či jiných topných zařízení považovány za nejpoužívanější a lehce dostupný materiál v našich lesích.

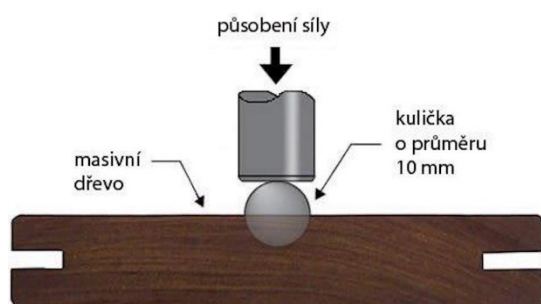


Obr. 1.1.1: Smrkové dříví [6]



Obr. 1.1.2: Dubové dříví [7]

Tvrдост jednotlivých dřevin je schopnost vniknutí cizího tělesa do materiálu (Tab. 1). Tato zkouška se provádí podle Brinella. Vtlačuje se kulička do povrchu dřeva o průměru 10 mm působením velkého zatížení (Obr. 1.1.3).



Obr. 1.1.3: Zkouška tvrdosti dřeva dle Brinella [5]

Tab. 1: Rozdělení dřevin podle tvrdosti [5]

Tvrđost	kg.cm -2	Druh dřeva
1. tvrđost	0-350 (velmi měkká)	smrk, borovice, limba, jedle, topoly, vrby, lípy
2. tvrđost	351-500 (měkká)	modřín, douglaska, kleč, jalovec, bříza, olše, jíva, střemcha, teak
3. tvrđost	501-650 (středně tvrđá)	kaštan jedlý, platan, jilmy, líska
4. tvrđost	651-1000 (tvrđá)	dub, ořešák, javor, třešeň, jabloň, jasan, buk, hrušeň, švestka, akát, habr
5. tvrđost	1001-1500 (velmi tvrđá)	dřín, svída, ptačí zob, dub pýřitý, zimostráz
6. tvrđost	nad 1501 (neobyčejně tvrđá)	eben cejlonský, africký grenadil, duajak a jiné exotické dřeviny

1.1.2 Druhy řeziva

Řezivo je produkt, vyráběný z kulatiny nebo výřezů podélným dělením. Řezivo lze dělit podle:

- způsobu výroby – neomítané, omítané
- tvarů a rozměrů příčného průřezu – deskové, hraněné, polohraněné

1.2 Pily na dřevo

Jsou to stroje na dělení (řezání) dřeva. Mají velké uplatnění zejména na venkově a menších městech, kde je práce se dřevem často vídaná činnost a to díky blízkosti lesů, odkud se dováží potřebný materiál – kmeny, které se následně řezou na klády o určité velikosti.

1.2.1 Ruční pily s motorovým pohonem

Výhodou těchto pil je produktivita práce díky malému motoru, který je součástí konstrukce. Naopak nevýhodou je kvalifikace obsluhujícího, protože tu hrozí riziko poranění kvůli nesprávnému zacházení se zařízením. Je zapotřebí větší bezpečnostní opatření proti zranění.

Rozdělení:

- řetězová
- přímočará
- kotoučová okružní

Řetězová

Jedná se o výkonnou pilu, která má uplatnění zejména pro řezání kmenů stromů. Nejčastějším palivem pro chod pily bývá benzín. Pracovní částí je řetěz. Ten je opatřen vnějšími zuby, které vyřezávají širokou spáru. Řetěz je udržovaný pomocí oleje, který je nezbytnou součástí pro správný chod řetězové pily.



Obr. 1.2.1: Motorová řetězová pila Stihl [8]

Přímočará

Výhodou přímočaré pily je možnost řezání kratších řezů. U delších řezů se očekává pomalý chod a značná nepřesnost v řezu. Zvládne vyřezat řezy v tenkých materiálech i různé kruhy a oblouky. Nástroj vykonává přímočarý vratný pohyb směrem nahoru a dolů. Součástí pily je opěrná deska, která zjednodušuje plynulost řezu. [9]



Obr. 1.2.2: Přímočará pila BOSCH [9]

Kotoučová okružní

Pila na řezání větších tlouštěk (až do 65 mm). Nastavení pilového kotouče lze obvykle posunout do strany z 90° na 45°. Jedná se o pilu s robustní konstrukcí, čímž se zvedá i její hmotnost. Kotoučová okružní pila je známá také jako „mafl“.



Obr. 1.2.3: Kotoučová okružní pila Einhell [10]

1.2.2 Strojní pily

Rozdělení:

- | | |
|-----------------|---------------|
| • rámové (katr) | • formátovací |
| • rozmítací | • pásové |
| • zkracovací | • kotoučové |

1.2.2.1 Rámová pila (katr)

Rámová pila je nezbytnou součástí pro pořez kulatin. Kulatiny (kmeny) jsou řezány podélně a vznikají z nich rovnoměrné fošny (Obr 1.2.6), jejichž délka je dána původní délkou uřezaného kmenu dovezeného jakožto vstupní materiál pro pořez. Tloušťka se dá libovolně regulovat dle potřeby zákazníka, a to díky přesným vymezovacím destičkám (Obr 1.2.5). Nevýhodou je špatná manipulace se strojem kvůli robustní konstrukci a velké váze. Motor s převodovkou bývají nejčastěji umístěny v prostoru pod zemí a rám bývá zabetonován. Výhodou je možnost regulace posuvu kulatiny do řezu. Obvykle je známo, že čím větší průměr kulatiny, tím menší posuv do řezu a naopak. Kmen je položen na dva vozíky, které se pohybují na kolejnicích (Obr. 1.2.4). Fošny mají danou konečnou tloušťku, resp. výšku, která se již dále neupravuje.



Obr. 1.2.4: Ustavení kmenu před uvedením do řezu [12]



Obr. 1.2.5: Rozmístění pásových pil [12]



Obr. 1.2.6: Řezy kmenem [11]

1.2.2.2 Rozmítací pila

Tato pila slouží pro řezání fošen a tenčích prken pohybujících se po ozubeném dopravníku, ze kterých vznikají nejčastěji trámký, latě, nebo desky. Zařízení obsahuje několik pilových kotoučů (Obr. 1.2.8), jejichž rozmístění záleží na požadované výrobě. Rozmístění pil se provádí obdobně jako u katru, ale tu jsou použity vymešovácí kroužky nasazené na hřídeli s perem. Výrobky řezané na této pile mají konečnou šířku, která se dále neupravuje. Pro přesné oddělení nežádoucí kůry je pila vybavena laserem, který je umístěn v horní části pily a je přesně na stejné úrovni jako první pilový kotouč zprava.



Obr. 1.2.7: Rozmítací pila SM 400 SL [13]

Obr. 1.2.8: Rozmístění pilových kotoučů [12]

1.2.2.3 Zkracovací pila

Jedná se o pilu, která krátí dřevěný materiál na jeho konečnou délku. Její pracovní částí je pilový kotouč, poháněný elektromotorem. Nejčastěji se desky připravují pro výrobu palet, beden, či oplocení. Je schopna krátit i 4 až 5 desek najednou, čímž se zrychluje výrobní doba. Součástí pily bývá i válečkový dopravník, který usnadňuje manipulaci s deskami, které před řezáním bývají nejčastěji okolo 4 metrů.



Obr. 1.2.9: Zkracovací pila JAVES [14]

1.2.2.4 Formátovací pila

Součástí této pily je robustní, lehce stavitelné ovladatelné pravítko s rychloupínačem s jemným doladěním a čtecí lupou. Slouží pro příčné a podélné řezání materiálu, který má velkou plochu. Formátovací stůl bývá z pravítka z litiny, popř. oceli.



Obr. 1.2.10: Formátovací pila PF 300L [14]

1.2.2.5 Pásová pila

Pro podélné řezání:

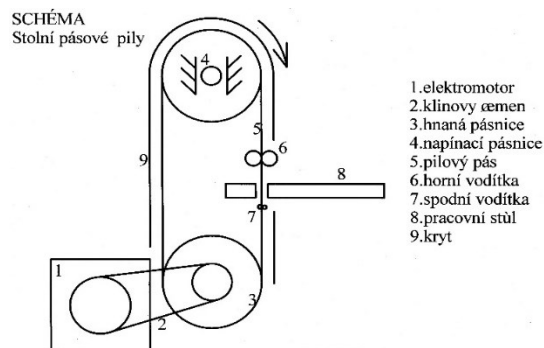
Pila je určena především pro větší výrobky ze dřeva, tj. stavební trámy, sloupky aj. Průměr kmenu může dosahovat až 750 mm. Součástí je jeden nekonečný pilový pás, který je vsazený do dvou pásnic, kde hnací pásnice je poháněna elektromotorem. Kmen je upnutý ve svěrkách a nepohybuje se. Pohybuje se celá konstrukce pásové pily směrem do řezu. Tento pohyb dopředu a dozadu je proveden pomocí vodících lišt.



Obr. 1.2.11: Pásová pila KPP 330HD [15]

Pro příčné řezání:

Typickým příkladem je stolní pásová pila pro pořez dřeva. Konstrukce je podobná jako u pásové pily pro podélné řezání kmenů. Rozdíl je ve vzájemné poloze pásnic, které jsou, v tomto případě, nad sebou. Poháněna elektromotorem je dolní pásnice, hnaná je pásnice horní. Obvykle se provádí řezání menších kulatin nebo desek. Je možno řezat i v podélném řezu. Stůl pily je možno, ve většině případů, pootočit o 45°.



Obr. 1.2.12: Pásová pila PP 480 [14]

Obr. 1.2.13: Schéma stolní pásové pily [16]

1.2.2.6 Kotoučové pily

Stolní kotoučová pila:

Strojní pila určená k podélným i příčným řezům. Základem konstrukce je hliníkový stůl s velmi dobře opracovaným povrchem. Bývá často vybavena opěrnou deskou pro vytvoření kvalitního rovného řezu.



Obr. 1.2.14: Stolní kotoučová pila Einhell [10]

Okružní pila:

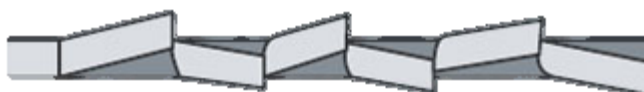
Existuje několik druhů takových pil a jsou voleny hlavně za účelem vícero použití. Pila je vhodná pro řezání palivového dřeva. Je vybavena stolem nebo kolébkou, do níž se vkládá řezané dřevo, nebo bývají kombinace obojího. Bývají to nejčastěji buď celé kulatiny, nebo jejich poloviny, případně čtvrtiny. Kolébka usnadňuje pohyb dřeva do řezu a předchází poranění, jelikož se dříví nedotýkáme, a tak jsou ruce od pily bezpečně daleko. Lidově bývá označována také jako cirkulárka.



Obr. 1.2.15: Kolébková pila HWS 550 [17]

1.3 Řezné nástroje

Řeznými nástroji se rozumí pracovní část každé pily, která vykonává řez a vytváří spáru. Nejčastěji se řezání provádí mnohozubým nástrojem – pilou. Aby se zabránilo sevření pilového listu ve spáře, musí zuby pily mít větší šířku, než samotný pilový list. Proto se zuby upravují. Nejčastěji je možné vidět úpravu rozvodem zubů střídavě doprava a doleva (Obr. 1.3.1) nebo zvlnění zubů (Obr. 1.3.2).



Obr. 1.3.1: Střídavý rozvod zubů [18]



Obr. 1.3.2: Zvlněné zuby [18]

Rozdělení:

- rámové pilové listy
- pilové pásy
- pilové kotouče

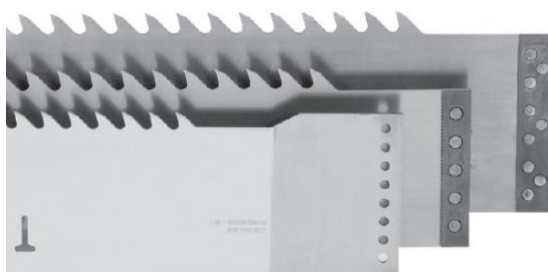
Rámové pilové listy:

Pilové listy (Obr. 1.3.3) jsou vyrobeny z chromové oceli. Tvrdá chromová vrstva chrání list proti opotřebení a také proti vysokým teplotám při řezání. Další výhodou je korozivzdornost. Bývají dodávány s proděrováním na konci pro vhodné utažení pily pomocí šroubů. Slouží pro řezání na strojní rámové pile (viz 1.2.2.1). Pro pořez se využívá 5 až 6 pil naráz. Jsou dodávány obvykle rovnané a vyztužené.

Tyto pilové listy podléhají údržbě, která se skládá z celkového mazání a broušení (ostření) břitů pilového listu. Zlepšuje se tím značně délka životnosti pil.

Mazání se provádí klasickým minerálním olejem. Slouží pro plynulý přímočarý vratný pohyb bez zadrhávání. Dále pro odvod tepla z místa řezu a částečně také pro odvod třísek z místa řezu.

Broušení se provádí na speciálních bruskách pro pilové listy (Obr. 1.3.4), které jsou nezbytnou součástí při údržbě pilových listů. Sklon brusného kotouče je roven úhlu břitu zubu pily. Bruska může být konstruována buď tak, že posuv broušeného pilového listu se provádí ručně, nebo tak, že posuv je automatický a vždy se list posouvá o rozteč a není tak zapotřebí obsluha.



Obr. 1.3.3: Rámové pilové listy [19]



Obr. 1.3.4: Bruska na pilové listy [12]

Pilové pásy:

Jedná se o nekonečnou smyčku, která je nasazena na hnací pásnici, která převádí pohyb na hnanou pásnici. Tyto pásy jsou vyrobeny z pružinové uhlíkové oceli, zuby jsou kalené.

Údržba je podobná jako u pilových listů. Používají se brusky, popř. šrankovníky, které mají za úkol udržovat shodný šrank zubů na pilovém pásu. Obsluhuje se zpravidla ruční klikou. [20]



Obr. 1.3.5: Pilový pás [12]



Obr. 1.3.6: Šrankovník [20]

Pilové kotouče:

Jsou to nástroje pro příčné nebo podélné řezání dřeva. Kotouč může být vyroben buď s kalenými tvrdými zuby, nebo se zuby ze slinutých karbidů. Těmito kotouči lze vyvodit mnohonásobně vyšší řezné rychlosti než u předchozích řezných nástrojů, čímž se zvyšuje efektivita práce. Broušení je prováděno opět speciální bruskou na kotoučové pily (Obr. 1.31). Pily jsou vyrobeny z nástrojařské uhlíkové oceli.



Obr. 1.3.7: Pilový kotouč PILANA [19]



Obr. 1.3.8: Bruska na kotoučové pily [21]

1.4 Výběr pil pro příčné řezání kulatiny a volba pily

V této kapitole jsou vypsány nejvhodnější koncepce pro pořez kulatiny (palivového dřeva). Pro zadané rozměry dříví je zapotřebí volit takový typ nástroje/stroje, aby byla co nejvyšší produktivita práce. Dále je potřeba brát ohled na ekonomičnost zařízení a na co nejjednodušší zacházení s pilou. V první řadě by měla obsluha stroje předcházet poranění, nejčastěji z důvodu pořezání řezným nástrojem, popř. skřípnutí horní končetiny. Tyto komplikace bezpochyby hrozí u této činnosti. Proto bude kladen důraz na co nejpohodlnější zacházení se zařízením, bez minimálního ohrožení zdraví.

Pro příčné řezání kulatiny daných rozměrů lze zvolit několik typů pil, vypsanych v rešerši. Některé typy pil podléhají vyšší údržbě, některé typy značně snižují produktivitu práce nebo hrozí zmiňované riziko poranění. Z těchto důvodů jsou, v následující podkapitole, vybrány ty nejrelevantnější koncepce zařízení pro pořez palivového dřeva.

1.4.1 Řetězová pila

Tento typ pily je adekvátní koncepcí pro pořez palivového dříví. Nevýhodou je častá údržba. Zejména se jedná o údržbu řetězu, konkrétně jeho ostření. Řetěz je velice náchylný na opotřebení. Dále je potřeba častého doplnění benzínu a oleje, pro správný chod pily. Práce s touto pilou není, v porovnání s ostatními, tak jednorázová, což je zapříčiněno zejména těžší manipulací s těžkým dřevem.

Existuje konstrukce řetězové pily (Obr. 1.4.1), která pracuje poloautomaticky. Pila je, v tomto případě, součástí naklápěcího mechanismu a funguje na principu kolébky. Manipulování s materiálem je snadné, díky válečkové trati, která je součástí poloautomatické řetězové pily. Lze ji použít pro řezání dřeva do průměru 300 mm.



Obr. 1.4.1: Poloautomatická řetězová pila Drago [22]

1.4.2 Pásová vertikální pila

Tato pila (viz kapitola 1.2.2.5, Obr. 1.2.12) slouží pro řezání malých průměrů a délek kulatiny. Pásová vertikální pila pracuje samočinně, obsluha pouze posouvá materiál do místa řezu. Je efektivní a práce s ní je velmi jednoduchá. Pilový pás je velice odolný. Kalené zuby totiž zvyšují životnost celého pásu, takže údržba není tak častou činností. Nutností je pevné uchycení materiálu před vykonáním řezu, protože řezaný materiál má tendenci se smýkat, což může způsobit zaseknutí polena a následné zadrhnutí pilového pásu. Cena pásu je, oproti například řetězu, vysoká a jeho výměna vyžaduje pečlivou práci.

1.4.3 Okružní pila - cirkulárka

V porovnání se zbylými dvěma pilami, je okružní pila, co se týče možnosti řezání různých průměrů materiálů, zcela nejefektivnější. Pilový kotouč dokáže totiž řezat kulatinu až do průměru 400 mm. Pila je plně bezpečná a to díky krytu, který je schopen pokrýt celý řezný kotouč. Součástí kolébkové pily jsou pojízdná kolečka, která umožňují přemístění na krátkou vzdálenost celé konstrukce pily z jednoho místa na druhé. Řezné rychlosti jsou vysoké a kotouč má relativně velkou životnost.

Existují tři druhy cirkulárek: • se stolem

• s kolébkou

• se stolem a s kolébkou

Cirkulárka se stolem

Tato pila je vybavena stolem, v němž se při řezání pohybuje pilový kotouč. Konkrétně se pohybuje v mezeře, která je jen o něco širší, než je šířka kotouče. Výhodou takové pily je možnost řezání jakéhokoli tvaru dřeva a to jak podélně, tak příčně. Nevýhodou je naopak riziko poranění, protože, ve většině případů, kotouč nebývá tak bezpečně opatřen krytem (Obr. 1.4.2).



Obr. 1.4.2: Cirkulárka se stolem Einhell [23]

Cirkulárka s kolébkou

Oproti cirkulárce se stolem, je ta s kolébkou velice účinnou pilou zejména pro pořez palivového dříví (kulatiny, desek, trámů, atd.). Pro plynulý pohyb do řezu slouží kolébka. Ta nám zabráňuje poranění, jelikož obsluha pily drží při řezání kolébku, nikoliv kulatinu, jak tomu je v předchozím případě. Pilový kotouč je zcela zakrytovaný. Obecně je obsluha pily velice komfortní a nevyžaduje zvýšenou kvalifikaci pracovníka. Lze ji s jistotou doporučit, jakožto zařízení pro krácení kulatiny. Bližší informace viz kapitola 1.2.2.6.

Cirkulárka se stolem a s kolébkou

Pila plní funkci obou předchozích koncepcí okružních pil. Pakliže je zapotřebí řezat za pomoci kolébky, stůl se jednoduše zvedne do svislé polohy a zajistí pákou proti jeho spadnutí nebo převrácení. Naopak při řezání na stole je pouze zapotřebí oddělat kryt kotouče. Na trhu je tato pila jednou z nejprodávanějších, a to díky její efektivitě.



Obr. 1.4.3: Stolní cirkulárka s kolébkou [17]

1.4.4 Volba pily

Po srovnání pil pro krácení kulatiny a podle zadaných rozměrů kulatiny jsem vyhodnotil, že nejvhodnější koncepcí pro pořez kulatiny je okružní pila (cirkulárka) se stolem a s kolébkou.

S touto pilou mám navíc možnost pracovat a zjišťovat podrobnosti, co se týče chodu pily, celkové konstrukce a bezpečnostních prvků při práci, jelikož cirkulárka se nachází v blízkosti mého domova, což při dalším postupu bakalářskou prací může zjednodušit veškerá rozhodnutí.

2 POHON ZAŘÍZENÍ A ŘEZNÝ NÁSTROJ

2.1 Volba elektromotoru

Vhodný elektromotor pro zařízení jsem volil dle [24]. Parametry tohoto elektromotoru jsou přímo určené pro zařízení jako je cirkulárka. Vyrábí se s výkony $P_1 = 3 \text{ kW}$, 4 kW nebo $5,5 \text{ kW}$ a s otáčkami $n_1 = 1435 \text{ min}^{-1}$ nebo 2850 min^{-1} . Pro pořez měkkého a tvrdého dřeva pilovým kotoučem větších průměrů je plně dostačující elektromotor Siemens 4 kW, 1435 min^{-1} .

Parametry:

Elektromotor SIEMENS:



Obr. 2.1.1: Elektromotor
Siemens 4 kW, 1435 min^{-1}

Tabulka 2.1.1: Parametry motoru

Velikost (osová výška):	112M
Výkon:	4 kW
Otáčky:	1435 min^{-1}
Napětí:	400/690V, 50Hz
Ložisko strana D:	6206 2ZC3
Ložisko strana ND:	6206 2ZC3
Krytí:	IP55
Vyvážení motoru:	stupeň vibrací A
Standardní nátěr:	Odstín RAL 7030
Váha:	27kg

2.2 Volba řezného kotouče

Pro pořez kulatiny o maximálním průměru 350 mm volím dle [19] pilový kotouč pro palivové dříví o průměru 800 mm. Kotoučem takového průměru lze prořezat kulatinu bez jakéhokoliv otáčení polena apod. Parametry pilového kotouče jsou uvedeny v Tabulce 2.1.2.



Obr. 2.1.2: Pilový kotouč 5310
– 56KV25° PILANA

Tabulka 2.1.2: Parametry kotouče

Vnější průměr	800 mm
Síla těla	3,5 mm
Upínací otvor	40 mm
Počet zubů	56
Tvar zubů	KV
Úhel čela zubů	25°
Maximální otáčky	1910 min^{-1}
Posuv	manuální
Obvodová rychlost	80 m/s

3 VÝPOČTY

3.1 Návrh řemenového převodu

Pro přenos krouticího momentu mezi hřídelí motoru a hřídelí řezného kotouče bude zajištěn pomocí řemenového převodu. Jedná se o nejspolehlivější přenos pohybu, proto se používají ve všech zařízeních pro krácení kulatiny.

Veškeré výpočty a náležitosti týkající se řemenového převodu budou uvedeny dle [2].

Volba řemenu:

Pro otáčky motoru $n_1 = 1435 \text{ min}^{-1}$ a jmenovitého výkonu $P_1 = 4 \text{ kW}$ je zvolen řemen průřezu A.

Nejmenší výpočetní průměr řemenic:

Pro průřez A platí: $D_{min} = 90 \text{ mm}$

Maximální výpočetní průměr hnací řemenice:

$$D_{1max} = \frac{60\,000 \cdot v_{1max}}{\pi \cdot n_1} = \frac{60\,000 \cdot 25}{\pi \cdot 1435} = 332,7 \text{ mm} \quad (1)$$

v_{1max} – obvodová rychlost klínového řemene klasického průřezu Industrial

n_1 – otáčky hřídele motoru

Přesný výpočet maximálních otáček řezného kotouče:

$$n_{max}' = \frac{60\,000 \cdot v_k}{\pi \cdot D_k} = \frac{60\,000 \cdot 80}{\pi \cdot 800} = 1909,86 \text{ min}^{-1} \quad (2)$$

v_k – obvodová rychlost řezného kotouče pro větší tloušťku těla kotouče

D_k – průměr řezného kotouče

Výpočet převodového poměru:

$$i = \frac{n_1}{n_{max}'} = \frac{1435}{1909,86} = 0,751 \quad (3)$$

Volba výpočtového průměru hnací řemenice:

$$D_{min} \leq D_1 \leq D_{1max}$$

$$90 \leq D_1 \leq 332,7$$

$$D_1 = 140 \text{ mm}$$

Výpočet výpočtového průměru hnané řemenice:

$$D_2 = D_1 \cdot i = 140 \cdot 0,751 = 105,14 \text{ mm} \quad (4)$$

$$D_2 \text{ volím } 106 \text{ mm}$$

Výpočet skutečného převodového poměru:

$$i_{SK} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - s)} = \frac{106}{140 \cdot (1 - 0,02)} = 0,773 \quad (5)$$

s – pružný skluz pro klínový řemen Industrial

Výpočet otáček hnané řemenice:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{SK}} = \frac{1435}{0,773} = 1856,4 \text{ min}^{-1} \quad (6)$$

Minimální osová vzdálenost:

$$\begin{aligned} A_{MIN} &= 0,2 \cdot (D_1 + D_2) + \frac{D_2}{2} + \frac{D_1}{2} = \\ &= 0,2 \cdot (140 + 106) + \frac{106}{2} + \frac{140}{2} = 172,2 \text{ mm} \end{aligned} \quad (7)$$

Maximální osová vzdálenost:

$$A_{MAX} = 2 \cdot (D_1 + D_2) = 2 \cdot (140 + 106) = 492 \text{ mm} \quad (8)$$

Volba osové vzdálenosti:

$$A_{MIN} \leq A \leq A_{MAX}$$

$$172,2 \leq A \leq 492$$

$$A = 460 \text{ mm}$$

Délka řemene:

$$\begin{aligned}L_p' &= 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{\pi + \gamma}{180} \cdot (D_1 + D_2) \\&= 2 \cdot 460 \cdot \sin 88^\circ + \frac{\pi}{2} \cdot (140 + 106) + \frac{\pi + 2}{180} \cdot (140 + 106) \\L_p &= 1312 \text{ mm} \approx 1250 \text{ mm}\end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned}\frac{\alpha}{2} &= \arccos \frac{D_1 - D_2}{2 \cdot A} = \arccos \frac{140 - 106}{2 \cdot 460} \cong 88^\circ \\ \gamma &= 90 - \frac{\alpha}{2} = 90 - 88 = 2^\circ\end{aligned}$$

α – úhel opásání hnací řemenice

γ – doplňkový úhel

Skutečná osová vzdálenost:

$$\begin{aligned}A_{SK} &= \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_1 - D_2)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} = \\&= \frac{1,04 \cdot 1250 - \frac{\pi}{2} \cdot (140 + 106) - \frac{\pi \cdot 2}{180} \cdot (140 - 106)}{2 \cdot \sin 88^\circ} \\A_{SK} &= 454 \text{ mm}\end{aligned} \quad (10)$$

Osová vzdálenost po nasazení řemene:

$$A_{MIN}' = A_{SK} - 0,01 \cdot L_p = 454 - 0,01 \cdot 1250 = 441,5 \text{ mm} \quad (11)$$

Osová vzdálenost pro další napínání během provozu:

$$A_{MAX}' = A_{SK} + 0,03 \cdot L_p = 454 + 0,03 \cdot 1250 = 491,5 \text{ mm} \quad (12)$$

Potřebný počet řemenů:

$$K = \frac{P_1}{N_p \cdot C_K} = \frac{4}{1,38 \cdot 0,95} = 3,04 \rightarrow \text{volím 3 řemeny} \quad (13)$$

$$N_p = \frac{N_o \cdot C_\alpha \cdot C_L}{C_P} = \frac{0,65 \cdot 0,99 \cdot 0,93}{1,1} = 1,38 \text{ kW}$$

C_p – provozní součinitel dle [1]

3.2 Výpočet skutečných výkonů, momentů a otáček řemenic

Skutečný výkon hnací řemenice:

$$P_{1_{SKUT}} = P_1 \cdot C_P = 4 \cdot 1,1 = 4,4 \text{ kW} \quad (17)$$

P_1 – výkon elektromotoru

C_P – provozní součinitel

Krouticí moment hnací řemenice:

$$M_{k_1} = \frac{P_{1_{SKUT}} \cdot 1000}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60 \ 000}} = \frac{4,4 \cdot 1000}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 1435}{60 \ 000}} = 29 \ 280 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (18)$$

Krouticí moment hnané řemenice:

$$M_{k_2} = M_{k_1} \cdot i_{SK} \cdot \mu_{př} = 29 \ 280 \cdot 0,773 \cdot 0,909 = 20 \ 574 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (19)$$

$$\mu_{př} = \frac{P_1}{P_{1_{SKUT}}} = \frac{4}{4,4} = 0,909$$

$\mu_{př}$ – účinnost řemenového převodu

Otáčky hnané řemenice:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{SK}} = \frac{1435}{0,773} = 1856,4 \text{ min}^{-1} \quad (20)$$

Výkon hnané řemenice:

$$P_2 = M_{k_2} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{60 \ 000} = 20 \ 574 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 1856,4}{60 \ 000} = 4 \text{ kW} \quad (21)$$

3.3 Výpočet předpětí řemene

Předpětí řemene je nezbytnou součástí výpočtu, zvláště pro jeho bezpečnost a pro bezpečnost okolí. Je potřeba brát ohled na zaseknutí kotouče v polenu, což se u řezání může stát. Při zaseknutí dojde k proklouznutí řemene. Proto je potřeba zahrnout do výpočtu i bezpečnost proti prokluzu. Veškeré výpočty spojené s touto kapitolou budou uvedeny dle [2].

Výpočet obvodové síly hnací řemenice:

$$F_o = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 29\,280}{140} = 418,29 \text{ N} \quad (22)$$

D_1 – výpočtový průměr hnací řemenice

Výpočet síly předpětí:

$$F_P = k \cdot \frac{F_o}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \widehat{\alpha}} + 1}{e^{f_k \cdot \widehat{\alpha}} - 1} \quad (23)$$

$$F_P = 1,6 \cdot \frac{418,29}{2} \cdot \frac{e^{1,629 \cdot 0,593} + 1}{e^{1,629 \cdot 0,593} - 1} = 745,88 \text{ N}$$

$$f_k = \frac{f}{\sin \frac{\alpha_d}{2}} = \frac{0,476}{\sin 17^\circ} = 1,629$$

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_1 = 0,35 + 0,012 \cdot 10,519 = 0,476$$

$$\widehat{\alpha} = \alpha \cdot \frac{\pi}{180} = 0,593 \text{ rad}$$

k – součinitel prokluzu řemene

f_k – součinitel tření v klínové drážce

α – úhel klínové drážky ve stupních

α – úhel klínové drážky v radiánech

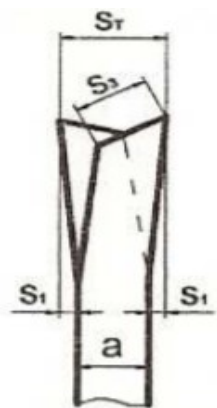
f – součinitel vláknového tření

f_0 – součinitel suchého smykového tření

v_1 – obvodová rychlost hnací řemenice

3.4 Výpočet řezných sil na kotouči

Šířka rozvedených zubů:



$$s_T = b = a + 2 \cdot s_1 \quad (24)$$

$$s_T = 3,5 + 2 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot 3,5 \right) = 5,25 \text{ mm}$$

a – síla těla - viz kapitola 2.2

s_1 – velikost rozvedení zubů - dle Obr. 3.4.1 je odhadem čtvrtina síly těla

Obr. 3.4.1: Rozvedené zuby [25]

Úhel jednoho zubu:

$$\gamma_z = \frac{360}{z_k} = \frac{360}{56} = 6,428^\circ \quad (25)$$

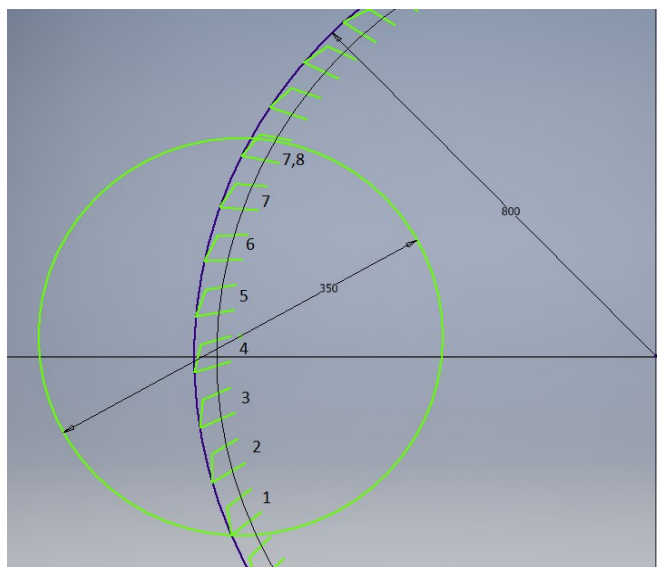
z_k – počet zubů řezného kotouče

Délka oblouku jednoho zubu:

$$L_z = D_k \cdot \pi \cdot \frac{\gamma_z}{360} = 800 \cdot \pi \cdot \frac{6,428}{360} = 44,88 \text{ mm} \quad (26)$$

Počet zubů v záběru na největším průměru kulatiny (graficky i počtně):

• Graficky:



Obr. 3.4.2: Počet zubů v záběru (graficky)

• Početně:

$$z_{\check{r}} = \frac{D_{KUL}}{L_z} = \frac{350}{44,88} = 7,79 \approx 7,8 \text{ zubů} \quad (27)$$

D_{KUL} – maximální průměr kulatiny

Počet zubů v záběru za sekundu:

$$z_c = \frac{n_2}{60} \cdot z_k = \frac{1856,4}{60} \cdot 56 = 1732,64 \text{ s}^{-1} \quad (28)$$

Předběžný posuv do řezu:

Jako předběžný posuv do řezu volím $f_p = 10 \text{ mm/s} = 0,01 \text{ m/s} = 0,6 \text{ m/min}$

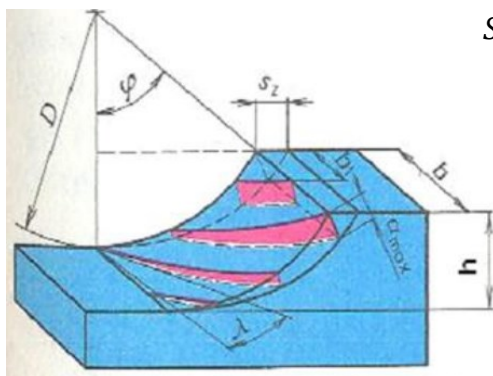
Skutečný posuv do řezu:

$$s_z = \frac{f_{p(mm/s)}}{z_c} = \frac{10}{1732,64} \cong 0,0058 \text{ mm/s} \quad (29)$$

Skutečný posuv do řezu dle PILANA:

$$s_z' = \frac{f_{p(m/min)} \cdot 1000}{n_2 \cdot z_k} = \frac{0,6 \cdot 1000}{1856,4 \cdot 56} \cong 0,0058 \text{ mm/s} \quad (30)$$

Plocha třísky:



$$S_{tř} = b \cdot s_z = 5,25 \cdot 0,0058 = 0,0305 \text{ mm}^2 \quad (31)$$

b – šířka rozvedených zubů – viz vzorec (24)

Obr. 3.4.3: Geometrie řezu třísky [29]

Výpočet řezné síly na 1 zub:

$$F_{\check{r}}' = p_{DUB} \cdot S_{tř} = 67,5 \cdot 0,0305 = 2,06 \text{ N} \quad (32)$$

p_{DUB} – tvrdost dřeviny (dubu) podle Brinella dle [28]

Výpočet řezné síly na zuby v záběru:

$$F_{\check{R}\check{f}}' = z_{\check{f}} \cdot F_{\check{R}}' = 7,8 \cdot 2,06 = 16,07 \text{ N} \quad (33)$$

Výpočet celkové řezné síly:

$$M_{k_2} = F_{\check{R}} \cdot \frac{D_k}{2} \rightarrow F_{\check{R}}$$
$$F_{\check{R}} = \frac{2 \cdot M_{k_2}}{D_k} = \frac{2 \cdot 20\,574}{800} = 51,44 \text{ N} \quad (34)$$

Poměr řezných sil:

$$\frac{F_{\check{R}}}{F_{\check{R}\check{f}}'} = \frac{51,44}{16,07} = 3,2 \quad (35)$$

Řezná síla na kotouči je více než 3x větší než je potřebná řezná síla po pořez dříví o maximálním průměru 350 mm. Tato celková řezná síla je tudíž dostačující pro pořez měkkého i tvrdého dřeva kotoučem o průměru 800 mm, a tak lze považovat zvolené parametry elektromotoru a řezného kotouče (viz kapitola 2) za vyhovující a lze s nimi při dalších výpočtech počítat.

Maximální možný posuv do řezu (tvrdé dřevo):

$$f_{p_{max}} = \frac{F_{\check{R}} \cdot z_c}{z_{\check{f}} \cdot p_{DUB} \cdot s_T} = \frac{51,44 \cdot 1732,64}{7,8 \cdot 67,5 \cdot 5,25} = 32,24 \text{ mm/s} \quad (36)$$

Čas přerézání polena při maximálním posuvu:

$$t_{1max} = \frac{D_{KUL}}{f_{p_{max}}} = \frac{350}{32,24} = 10,8 \text{ s} \quad (37)$$

Maximální možný posuv do řezu (měkké dřevo):

$$f_{p_{max}} = \frac{F_{\check{R}} \cdot z_c}{z_{\check{f}} \cdot p_{SMRK} \cdot s_T} = \frac{51,44 \cdot 1732,64}{7,8 \cdot 26 \cdot 5,25} = 88,71 \text{ mm/s} \quad (38)$$

p_{SMRK} – tvrdost smrku podle Brinella dle [28]

Čas přerézání polena při maximálním posuvu:

$$t_{2max} = \frac{D_{KUL}}{f_{p_{max}}} = \frac{350}{88,71} = 3,9 \text{ s} \quad (39)$$

3.5 Návrh hřídele

Při návrhu hřídele bude kladen důraz na ekonomičnost a na bezpečnost. Jako materiál pro výrobu hřídele byla zvolena konstrukční ocel 11 500, která je vhodná pro staticky i dynamicky namáhané hřídele. Mechanické vlastnosti oceli jsou uvedeny v tabulce 4.

Tabulka 4: Mechanické vlastnosti oceli [1]

Označení dle ČSN	R _m (MPa)	R _e (MPa)	Tvrđost HB	Třída odpadu
11 500.0	500	250	268	001

3.5.1 Minimální průměr hřídele

Při stanovení minimálního průřezu vycházíme z krouticího momentu na dané hřídeli a z modulu průřezu v krutu.

$$\tau_{dov} \geq \tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_{MIN}'^3}{16}} \rightarrow d_{MIN}'$$

$$d_{MIN}' = \sqrt[3]{\frac{M_{k2} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_{dov}}} = \sqrt[3]{\frac{20\,574 \cdot 16}{\pi \cdot 20}} = 17,37 \text{ mm} \quad (40)$$

$$d_{MIN} \geq d_{MIN}' + t_1 = 17,37 + 2,5 = 19,87 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 20 \text{ mm} \quad (41)$$

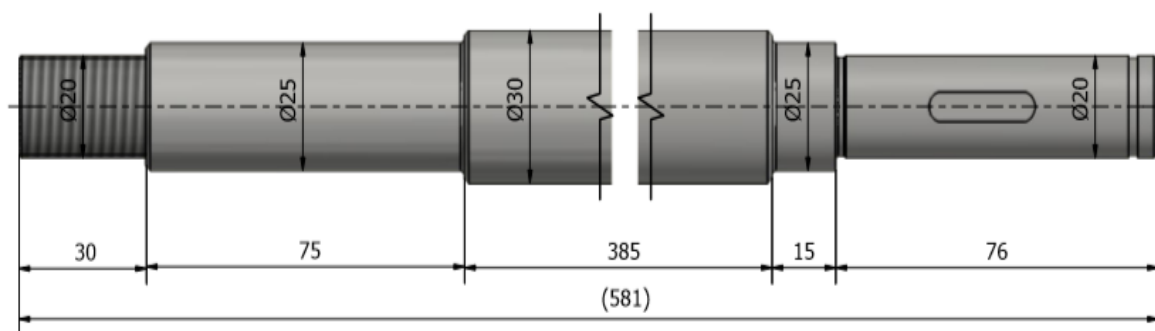
τ_{dov} – dovolené namáhání v krutu – zvoleno dle [2]

τ_k – namáhání v krutu

W_k – modul průřezu v krutu pro plnou hřídel

t_1 – hloubka drážky v náboji – zvoleno dle [1]

3.5.2 Odstupňování hřídele



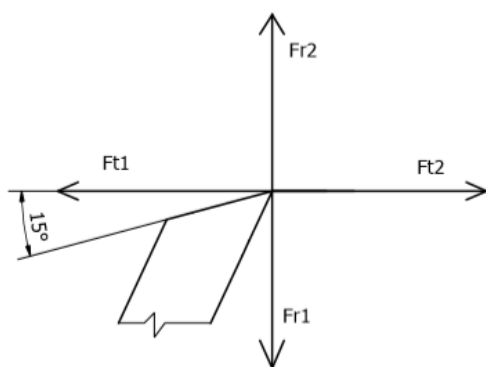
Obr. 3.5.1: Odstupňování hřídele

Délkové rozměry hřídele jsou zvoleny kvůli vzdálenosti mezi ložisky, která je zvolena $L_{LOŽ} = 400 \text{ mm}$. Tím je zajištěna bezpečná vzdálenost rotujícího řezného kotouče od motoru a kabelového připojení.

Průměry hřídele jsou voleny jak kvůli vnitřnímu průměru kroužku ložisek, tak kvůli minimálním přechodům, které zabráňují axiálnímu posuvu ložisek.

3.5.3 Síly působící na hřídel

Síly působící z řezného kotouče na hřídel:

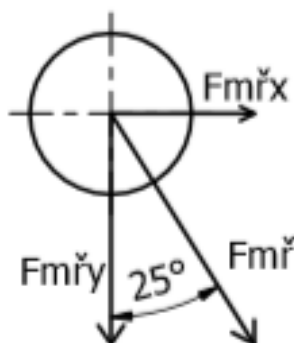


$$F_{t1} = F_{t2} = F_{\check{R}} = 51,44 \text{ N} \quad (42)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan 15^\circ = 51,44 \cdot \tan 15^\circ = 13,78 \text{ N} \quad (43)$$

Obr. 3.5.2: Rozložení sil na kotouči

Síly působící z řemenice na hřídel:



$$F_{m\check{r}} = F_p = 745,88 \text{ N} \quad (44)$$

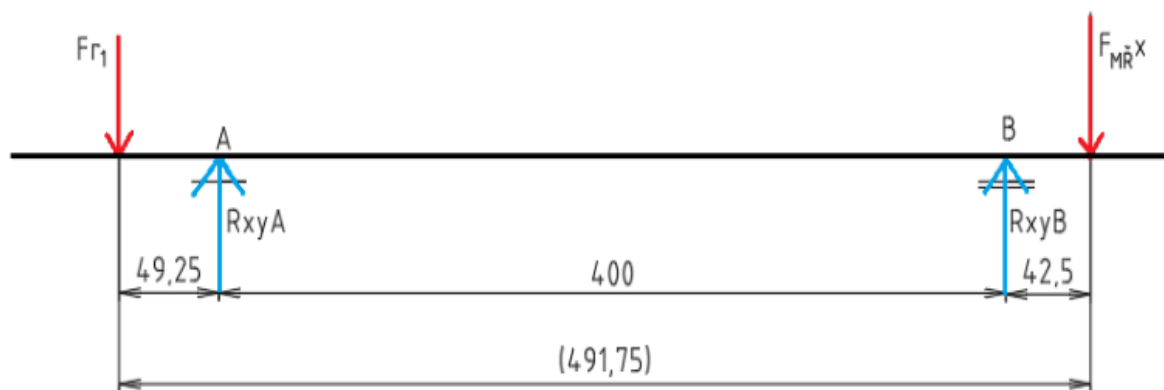
$$F_{m\check{r}y} = F_{m\check{r}} \cdot \cos 25^\circ = 745,88 \cdot \cos 25^\circ = 678 \text{ N} \quad (45)$$

$$F_{m\check{r}x} = F_{m\check{r}} \cdot \sin 25^\circ = 745,88 \cdot \sin 25^\circ = 315,22 \text{ N} \quad (46)$$

Obr. 3.5.3: Rozložení sil malé řemenice

3.5.4 Stanovení M_o , M_k a posouvajících sil v ose X-Y

Schéma hřídele:



Obr. 3.5.4: Umístění reakcí a sil v ose X-Y

Výpočet reakcí:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow F_{mřx} \cdot 42,5 + R_{xyA} \cdot 400 - F_{r1} \cdot (400 + 49,25) = 0 \quad (47)$$

$$R_{xyA} = \frac{F_{r1} \cdot (400 + 49,25) - F_{mřx} \cdot 42,5}{400} = \frac{13,78 \cdot 449,25 - 315,22 \cdot 42,5}{400}$$

$$R_{xyA} = -18,02 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow F_{mřx} \cdot (400 + 42,5) - R_{xyB} \cdot 400 - F_{r1} \cdot 49,25 = 0 \quad (48)$$

$$R_{xyB} = \frac{F_{mřx} \cdot (400 + 42,5) - F_{r1} \cdot 49,25}{400} = \frac{315,22 \cdot 442,5 - 13,78 \cdot 49,25}{400}$$

$$R_{xyB} = 347,02 \text{ N}$$

Kontrola:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -F_{r1} + R_{xyA} + R_{xyB} - F_{mřx} = 0 \quad (49)$$

$$-13,78 - 18,02 + 347,02 - 315,22 = 0$$

$$0 = 0 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Ohybové momenty: (hodnoty x viz Obr. 3.5.4)

• v 1. řezu:

$$M_{oxyx_1} = -F_{r1} \cdot x_1 \quad (50)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow M_{oxyx_1} = -13,78 \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$x_1 = 49,25 \rightarrow M_{oxyx_1} = -13,78 \cdot 49,25 = -678,67 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

• ve 2. řezu:

$$M_{oxyx_2} = -F_{r1} \cdot x_2 + R_{xyA} \cdot (x_2 - 49,25) \quad (51)$$

$$x_2 = 49,25 + 400 \rightarrow M_{oxyx_2} = -13,78 \cdot 449,25 - 18,02 \cdot 400 = -13\,398,67 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

• ve 3. řezu:

$$M_{oxyx_3} = -F_{mřx} \cdot x_3 \quad (52)$$

$$x_3 = 42,5 \rightarrow M_{oxyx_3} = -315,22 \cdot 42,5 = -13\,396,85 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Pozn.: Poslední vypočítaný ohybový moment musí vyjít stejně jako předcházející. V tomto případě je odchylka od rovnosti způsobena zaokrouhlováním.

Krouticí momenty:

$$T_{xyx_{1,2,3}} = 20\,574 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (53)$$

Posouvající síly:

$$F_{xyx_1} = -F_{r1} = -13,78 \text{ N} \quad (54)$$

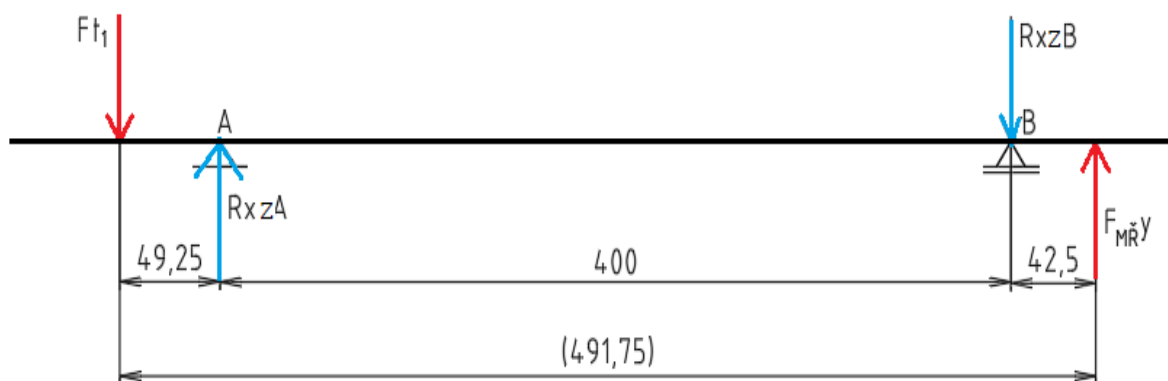
$$F_{xyx_2} = -F_{r1} + R_{xyA} = -13,78 - 18,02 = -31,8 \text{ N} \quad (55)$$

$$F_{xyx_3} = F_{mřx} = 315,22 \text{ N} \quad (56)$$

Pozn.: Průběhy momentů a posouvajících sil + výsledky v aplikaci Design Accelerator jsou znázorněny v příloze A.

3.5.5 Stanovení M_o , M_k a posouvajících sil v ose X-Z

Schéma hřídele:



Obr. 3.5.5: Umístění reakcí a sil v ose X-Z

Výpočet reakcí:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow F_{t1} \cdot (400 + 49,25) - R_{xA} \cdot 400 + F_{mry} \cdot 42,5 = 0 \quad (57)$$

$$R_{xA} = \frac{F_{t1} \cdot (400 + 49,25) + F_{mry} \cdot 42,5}{400} = \frac{51,44 \cdot 449,25 + 678 \cdot 42,5}{400}$$

$$R_{xA} = 129,81 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow F_{t1} \cdot 49,25 - R_{xB} \cdot 400 + F_{mry} \cdot (400 + 42,5) = 0 \quad (58)$$

$$R_{xB} = \frac{F_{t1} \cdot 49,25 + F_{mry} \cdot (400 + 42,5)}{400} = \frac{51,44 \cdot 49,25 + 678 \cdot 442,5}{400}$$

$$R_{xB} = 756,37 \text{ N}$$

Kontrola:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -F_{t1} + R_{xA} - R_{xB} + F_{mry} = 0 \quad (59)$$

$$-51,44 + 129,81 - 756,37 + 678 = 0$$

$$0 = 0 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Ohybové momenty: (hodnoty x viz Obr. 3.5.5)

• v 1. řezu:

$$M_{oxzx_1} = F_{t1} \cdot x_1 \quad (60)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow M_{oxzx_1} = 51,44 \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$x_1 = 49,25 \rightarrow M_{oxzx_1} = 51,44 \cdot 49,25 = 2533,42 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

• ve 2. řezu:

$$M_{oxzx_2} = F_{t1} \cdot x_2 - R_{xZA} \cdot (x_2 - 49,25) \quad (61)$$

$$x_2 = 49,25 + 400 \rightarrow M_{oxzx_2} = 51,44 \cdot 449,25 - 129,81 \cdot 400 = -28\,814,58 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

• ve 3. řezu:

$$M_{oxzx_3} = F_{mřy} \cdot x_3 \quad (62)$$

$$x_3 = 42,5 \rightarrow M_{oxzx_3} = 678 \cdot 42,5 = 28\,815 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Pozn.: Poslední vypočítaný ohybový moment musí vyjít stejně jako předchozí, ale s opačným znaménkem. V tomto případě je opět odchylka od rovnosti zapříčiněna zaokrouhlováním.

Krouticí momenty:

$$T_{xzx_{1,2,3}} = 20\,574 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (63)$$

Posouvající síly:

$$F_{xzx_1} = F_{t1} = 51,44 \text{ N} \quad (64)$$

$$F_{xzx_2} = F_{t1} - R_{xZA} = 51,44 - 129,81 = -78,37 \text{ N} \quad (65)$$

$$F_{xzx_3} = F_{mřy} = 678 \text{ N} \quad (66)$$

Pozn.: Průběhy momentů a posouvajících sil + výsledky v aplikaci Design Accelerator jsou znázorněny v příloze B.

3.5.6 Průhyb a natočení hřídele

Průhyb a natočení hřídele je provedeno v programu Inventor 2019. Největší průhyb se očekává v blízkosti jedné z radiálních sil, konkrétně pod malou řemenicí. Průhyb pod ložisky je vždy nulový. Podrobnější průběh průhybu a natočení hřídele jsou znázorněny v grafech.

Výslednice sil na kotouči:

$$F_K = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{51,44^2 + 13,78^2} = 53,25 \text{ N} \quad (67)$$

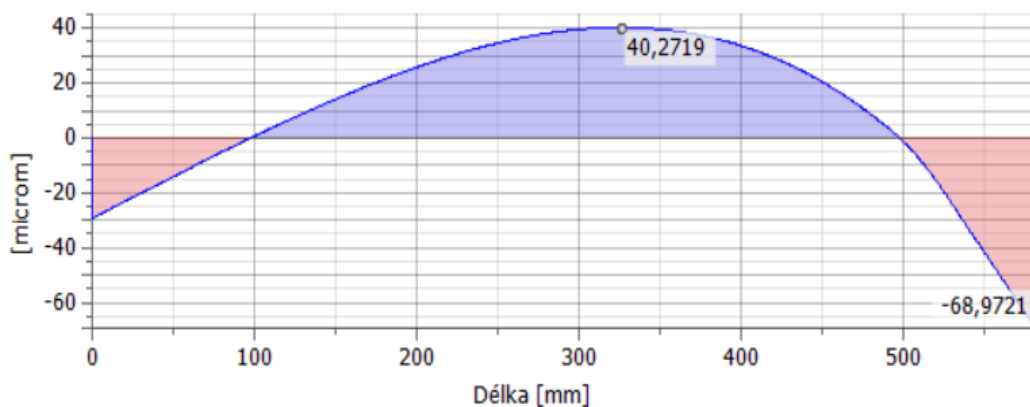
Výslednice sil na malé řemenici:

$$F_{mř} = 745,88 \text{ N} \rightarrow \text{viz kapitola 3.5.3}$$

Průhyb:



Graf 3.5.1: Průběh průhybu hřídele



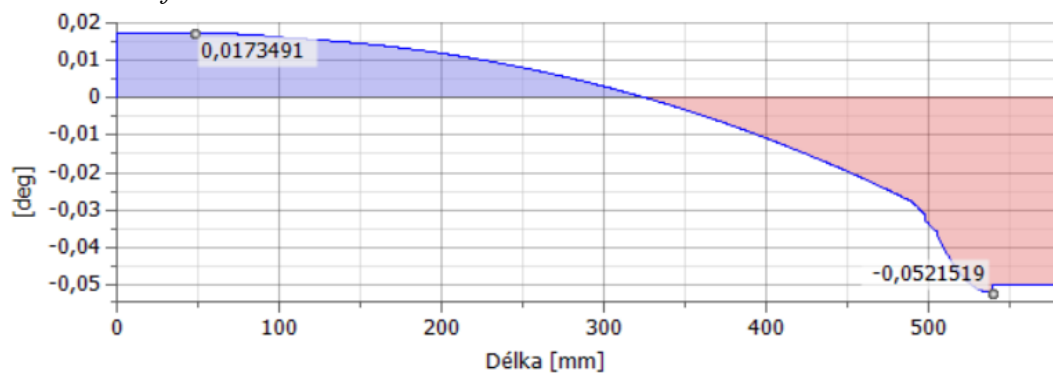
Tabulka 5: Průhyb hřídele

Název	Hodnota [μm]	Hodnota [mm]
Dovolený průhyb (dle [2])	80	0,08
Maximální průhyb	69	0,069
Průhyb pod malou řemenicí	33	0,033
Průhyb pod řezným kotoučem	15	0,015

Natočení:



Graf 3.5.2: Průběh natočení hřídele



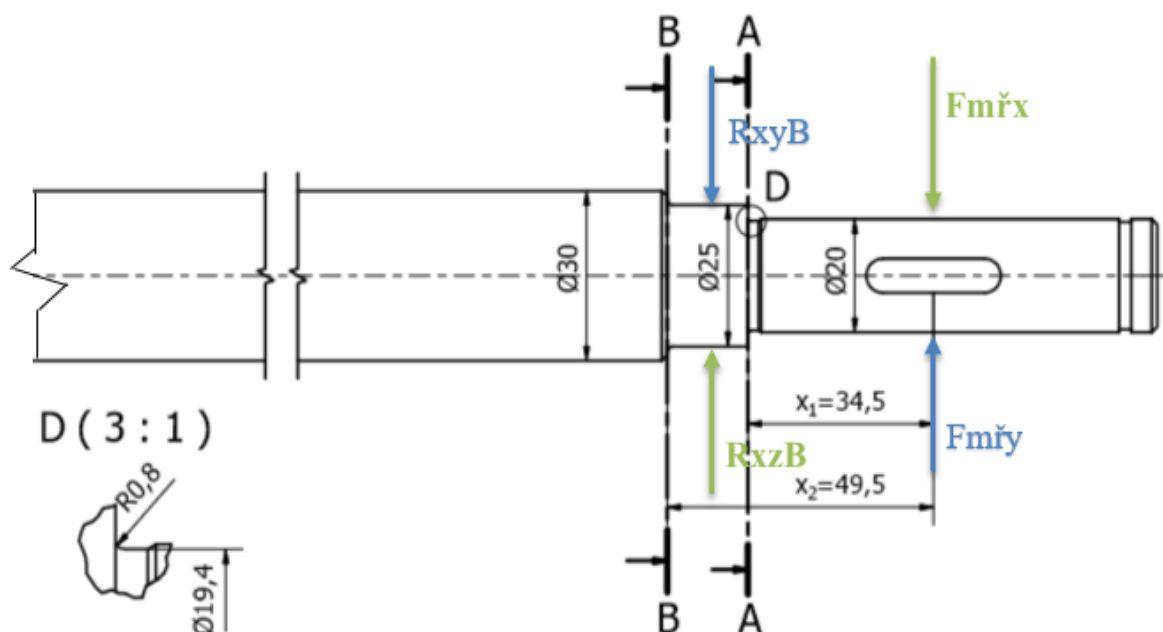
Tabulka 6: Natočení hřídele

Název	Hodnota [°]	Hodnota [']
Dovolené natočení (dle [2])	0,1	6
Natočení pod ložiskem A	0,016	0,96
Natočení pod ložiskem B	0,033	1,98
Natočení pod malou řemenicí	0,052	3,12
Natočení pod řez. kotoučem	0,017	1,02

3.6 Bezpečnost hřídele

Hřídel je potřeba zkontrolovat v kritických průřezích hřídele, kterými zpravidla bývají přechody z jednoho průměru na druhý, zápichy, závitová část a jiné. V tomto případě (Obr. 3.6.1) se bude kontrolovat v zápichu (řez A-A) a přechod z menšího průměru na druhý (řez B-B). Bezpečnost hřídele bude kontrolována staticky i dynamicky. V obou případech by neměla bezpečnost klesnout pod 1,5 a na druhou stranu by neměla být hřídel ani zbytečně předimenzována, čímž se pak zvyšuje cena hřídele i její hmotnost.

Schéma hřídele:



Obr. 3.6.1: Kritická místa hřídele

Ohybové momenty v řezu A-A:

$$M_{oxyAA} = F_{mřx} \cdot x_1 = 315,22 \cdot 34,5 = 10\,875 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (68)$$

$$M_{oxzAA} = -F_{mřy} \cdot x_1 = -678 \cdot 34,5 = -23\,391 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (69)$$

$$\begin{aligned} M_{oAA} &= \sqrt{(K_A \cdot M_{oxyAA})^2 + (K_A \cdot M_{oxzAA})^2} = \\ &= \sqrt{(1,5 \cdot 10\,875)^2 + (1,5 \cdot (-23\,391))^2} = \\ &= 38\,693 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (70)$$

Ohybové momenty v řezu B-B:

$$M_{oxyBB} = F_{mřx} \cdot x_2 - R_{xyB} \cdot \frac{x_2 - x_1}{2} = 315,22 \cdot 49,5 - 347,02 \cdot \frac{49,5 - 34,5}{2} \quad (71)$$

$$= 13\,001 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{oxzBB} = -F_{mřy} \cdot x_2 + R_{xzB} \cdot \frac{x_2 - x_1}{2} = -678 \cdot 49,5 + 756,37 \cdot \frac{49,5 - 34,5}{2} \quad (72)$$

$$= -27\,888 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{oBB} = \sqrt{(K_A \cdot M_{oxyBB})^2 + (K_A \cdot M_{oxzBB})^2} = \quad (73)$$

$$= \sqrt{(1,5 \cdot 13\,001)^2 + (1,5 \cdot (-27\,888))^2} =$$

$$= 46\,154 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Krouticí momenty v obou řezech:

$$T_{AA-BB} = K_A \cdot M_{k2} = 1,5 \cdot 20\,574 = 30\,861 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (74)$$

K_A – dynamický součinitel – určen dle [3]

3.6.1 Statická kontrola

• PRŮŘEZ A-A:

Ohybové napětí:

$$\sigma_{soAA} = \frac{32 \cdot M_{oAA} \cdot \alpha_{\sigma AA}}{\pi \cdot d_{AA}^3} = \frac{32 \cdot 38\,693 \cdot 1,7}{\pi \cdot 19,4^3} = 91,76 \text{ MPa} \quad (75)$$

$\alpha_{\sigma AA}$ – součinitel vrubu pro ohyb dle [4]

Smykové napětí:

$$\tau_{sAA} = \frac{16 \cdot T_{AA-BB} \cdot \alpha_{\tau AA}}{\pi \cdot d_{AA}^3} = \frac{16 \cdot 30\,861 \cdot 1,5}{\pi \cdot 19,4^3} = 32,29 \text{ MPa} \quad (76)$$

$\alpha_{\tau AA}$ – součinitel vrubu pro krut dle [4]

Redukované napětí:

$$\sigma_{redAA} = \sqrt{\sigma_{soAA}^2 + 4 \cdot \tau_{sAA}^2} = \sqrt{91,76^2 + 4 \cdot 32,29^2} = 112,21 \text{ MPa} \quad (77)$$

Výsledná statická bezpečnost:

$$k_{sAA} = \frac{R_e}{\sigma_{redAA}} = \frac{250}{112,21} = 2,2 \quad (78)$$

R_e – mez kluzu oceli – viz kapitola 3.5

• PRŮŘEZ B-B:

Ohybové napětí:

$$\sigma_{soBB} = \frac{32 \cdot M_{oBB} \cdot \alpha_{\sigma BB}}{\pi \cdot d_{BB}^3} = \frac{32 \cdot 46\,154 \cdot 1,8}{\pi \cdot 25^3} = 54,16 \text{ MPa} \quad (79)$$

Smykové napětí:

$$\tau_{sBB} = \frac{16 \cdot T_{AA-BB} \cdot \alpha_{\tau BB}}{\pi \cdot d_{BB}^3} = \frac{16 \cdot 30\,861 \cdot 1,7}{\pi \cdot 25^3} = 17,1 \text{ MPa} \quad (80)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{redBB} = \sqrt{\sigma_{soBB}^2 + 4 \cdot \tau_{sBB}^2} = \sqrt{54,16^2 + 4 \cdot 17,1^2} = 64,05 \text{ MPa} \quad (81)$$

Výsledná statická bezpečnost:

$$k_{sBB} = \frac{R_e}{\sigma_{redBB}} = \frac{250}{64,05} = 3,9 \quad (82)$$

3.6.2 Dynamická bezpečnost

Mez únavy v ohybu dle [3]:

$$\sigma_{co} = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 500 = 215 \text{ MPa} \quad (83)$$

R_m – mez pevnosti – viz kapitola 3.5

• PRŮŘEZ A-A:

Vrubový součinitel dle Neubera:

$$\beta_{AA} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma AA} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{R_{AA}}}} = 1 + \frac{1,7 - 1}{1 + \frac{0,45}{\sqrt{0,8}}} = 1,47 \quad (84)$$

$\alpha_{\sigma AA}$ – viz kapitola 3.6.1

\sqrt{A} – Neuberova konstanta dle [3] str. 19

R_{AA} – poloměr v průřezu

Mez únavy skutečné součásti:

$$\sigma_{coAA}^* = \frac{\sigma_{co} \cdot \varepsilon_{AA} \cdot \mu_{AA}}{\beta_{AA}} = \frac{215 \cdot 0,92 \cdot 0,9}{1,47} = 121,1 \text{ MPa} \quad (85)$$

ε_{AA} – součinitel velikosti v průřezu dle [3] str. 20

μ_{AA} – součinitel jakosti povrchu v průřezu dle [3] str. 20

Amplituda napětí:

$$\sigma_{aAA} = \frac{32 \cdot M_{oAA}}{\pi \cdot d_{AA}^3} = \frac{32 \cdot 38\,693}{\pi \cdot 19,4^3} = 53,98 \text{ MPa} \quad (86)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu:

$$k_{d\sigma AA} = \frac{\sigma_{coAA}^*}{\sigma_{aAA}} = \frac{121,1}{53,98} = 2,2 \quad (87)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku:

$$k_{s\tau AA} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{sAA}} = \frac{0,577 \cdot 250}{32,29} = 4,5 \quad (88)$$

τ_{sAA} – viz kapitola 3.6.1

Výsledná dynamická bezpečnost:

$$k_{dAA} = \frac{k_{d\sigma AA} \cdot k_{s\tau AA}}{\sqrt{k_{d\sigma AA}^2 + k_{s\tau AA}^2}} = \frac{2,2 \cdot 4,5}{\sqrt{2,2^2 + 4,5^2}} = 2 \quad (89)$$

• **PRŮŘEZ B-B:**

Vrubový součinitel dle Neubera:

$$\beta_{BB} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma BB} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{R_{BB}}}} = 1 + \frac{1,8 - 1}{1 + \frac{0,45}{\sqrt{1}}} = 1,55 \quad (90)$$

$\alpha_{\sigma BB}$ – viz kapitola 3.6.1

Mez únavy skutečné součásti:

$$\sigma_{coBB}^* = \frac{\sigma_{co} \cdot \varepsilon_{BB} \cdot \mu_{BB}}{\beta_{BB}} = \frac{215 \cdot 0,88 \cdot 0,9}{1,55} = 109,86 \text{ MPa} \quad (91)$$

Amplituda napětí:

$$\sigma_{aBB} = \frac{32 \cdot M_{oBB}}{\pi \cdot d_{BB}^3} = \frac{32 \cdot 46\,154}{\pi \cdot 25^3} = 30,09 \text{ MPa} \quad (92)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu:

$$k_{d\sigma BB} = \frac{\sigma_{coBB}^*}{\sigma_{aBB}} = \frac{109,86}{30,09} = 3,7 \quad (93)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku:

$$k_{s\tau BB} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{sBB}} = \frac{0,577 \cdot 250}{17,1} = 8,4 \quad (94)$$

τ_{sBB} – viz kapitola 3.6.1

Výsledná dynamická bezpečnost:

$$k_{dBB} = \frac{k_{d\sigma BB} \cdot k_{s\tau BB}}{\sqrt{k_{d\sigma BB}^2 + k_{s\tau BB}^2}} = \frac{3,7 \cdot 8,4}{\sqrt{3,7^2 + 8,4^2}} = 3,4 \quad (95)$$

3.7 Výpočet trvanlivosti ložisek

Při výpočtu trvanlivosti ložisek se předpokládá nepravidelná činnost na kolébkové pile se stolem. Budeme počítat, z vlastní zkušenosti, s tím, že dříví se zpracovává za pomoci navrhovaného zařízení nanejvýše 2 měsíce v roce, tj. 1440 hodin ročně. Podle toho se budou volit ložiska s menší únosností. Volím ložiska typu 6205.

Parametry ložiska dle SKF:

Tabulka 7: Parametry ložiska typu 6205 dle SKF:

6205	d = 25 mm	D = 52 mm	B = 15 mm	Co = 7800 N	C = 14 800 N
------	-----------	-----------	-----------	-------------	--------------

Výpočet výsledné radiální reakce v podpoře A:

$$R_{vrA} = \sqrt{(K_A \cdot R_{xyA})^2 + (K_A \cdot R_{xzA})^2} = \sqrt{(1,5 \cdot (-18,02))^2 + (1,5 \cdot 129,81)^2} \quad (96)$$

$$= 196,58 \text{ N}$$

$$R_{vrB} = \sqrt{(K_A \cdot R_{xyB})^2 + (K_A \cdot R_{xzB})^2} = \sqrt{(1,5 \cdot 347,02)^2 + (1,5 \cdot 756,37)^2} \quad (97)$$

$$= 1248,27 \text{ N}$$

Základní trvanlivost ložiska v miliónech otáčkách:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{R_{vrB}} \right)^p = \left(\frac{14\,800}{1248,27} \right)^3 = 1666,708 \text{ mil. ot.} \quad (98)$$

C – dynamická únosnost ložiska

p – exponent rovnice trvanlivosti ložiska s bodovým stykem dle [2]

Trvanlivost ložisek v hodinách a letech:

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n_2} = \frac{10^6 \cdot 1666,708}{60 \cdot 1856,4} = 14\,964 \text{ hod.} \rightarrow \frac{14\,964}{1\,440} = 10,39 \text{ let} \quad (99)$$

3.8 Kontrola per

Pero pod hnací řemenicí:

Toto pero je již dané výrobcem, takže pouze zkontrolujeme, zda dokáže přenést daný krouticí moment. Parametry pera dle [1]: $d = 28 \text{ mm}$

$$B = 8 \text{ mm}$$

$$t = 4,1 \text{ mm}$$

$$t_1 = 2,9 \text{ mm}$$

$$L = 50 \text{ mm}$$

Kontrola:

$$l' = L - B = 50 - 8 = 42 \text{ mm}$$

$$l' \geq \frac{F_2}{p_d \cdot t_1} = \frac{\frac{M_{k1}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}}}{p_d \cdot t_1} = \frac{\frac{29\,280}{\frac{28}{2} + \frac{2,9}{2}}}{70 \cdot 2,9} = 9,33 \text{ mm} \quad (100)$$

$$42 \geq 9,33 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Pero pod hnanou řemenicí:

Parametry pera dle [1]: $d = 20 \text{ mm}$

$$B = 6 \text{ mm}$$

$$t = 3,5 \text{ mm}$$

$$t_1 = 2,5 \text{ mm}$$

$$L = 25 \text{ mm}$$

Kontrola:

$$l' = L - B = 25 - 6 = 19 \text{ mm}$$

$$l' \geq \frac{F_2}{p_d \cdot t_1} = \frac{\frac{M_{k2}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}}}{p_d \cdot t_1} = \frac{\frac{20\,574}{\frac{20}{2} + \frac{2,5}{2}}}{70 \cdot 2,5} = 10,45 \text{ mm} \quad (101)$$

$$19 \geq 10,45 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

p_d – dovolený tlak pro řemenice vyráběné odléváním dle [2]

3.9 Závítová část hřídele

U závítové části hřídele bude kontrolována celková statická bezpečnost, která by měla vyjít vyšší než minimální bezpečnost závitu, která bývá dle [2] volena v rozsahu $2,5 \div 3$. Dále bude určen minimální (z důvodu funkčnosti závitu s maticí) a maximální (aby nedošlo k poškození závítové části, tzv. ukroucení závitu) možný utahovací moment matice. Uvažuje se s metrickým závitem, ale ne s klasickým pravým závitem, nýbrž s levým (značených na výkresech LH), což při chodu pily zajistí to, že se matice při otáčení hřídele nepovolí, ale je dotahována směrem k přitlačnému kotouči.

3.9.1 Statická bezpečnost závitu

Výpočet třecího momentu:

$$M_T = k_{min} \cdot M_{k2} = 2,5 \cdot 20\,574 = 51\,435 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (102)$$

k_{min} – minimální bezpečnost závitu

Výpočet třecí síly na středním průměru přírub:

$$F_T = \frac{2 \cdot M_T}{D_s} = \frac{2 \cdot 51\,435}{80} = 1\,285,88 \text{ N} \quad (103)$$

$$D_s = \frac{D_{s2} + D_{s1}}{2} = \frac{95 + 65}{2} = 80 \text{ mm}$$

D_{s2} – vnější průměr přitlačného kotouče

D_{s1} – vnitřní průměr přitlačného kotouče

Výpočet osově síly:

$$F_{OT} = \frac{F_T}{f_z} = \frac{1\,285,88}{0,25} = 5\,143,52 \text{ N} \quad (104)$$

f_z – součinitel smykového tření pro ocel

Výpočet posouvající síly:

$$F_{POS} = k_{min} \cdot F_{t1} = 2,5 \cdot 51,44 = 128,6 \text{ N} \quad (105)$$

Celková síla:

$$F_{CO} = F_{OT} + F_{POS} = 5143,52 + 128,6 = 5\,272,12 \text{ N} \quad (106)$$

Obvodová síla:

$$F_z = F_{CO} \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \psi) = 5272,12 \cdot \operatorname{tg}(16,1 + 2,48) = 1\,772,22\,N \quad (107)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \alpha_z / 2} = \frac{0,25}{\cos 60 / 2} = 16,1^\circ$$

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{2,5}{\pi \cdot 18,376} = 2,48^\circ$$

φ' - třecí úhel závitu dle [2]

ψ – úhel stoupání závitu dle [2]

α_z – úhel metrického závitu [1]

P – stoupání závitu dle [1]

d_2 – střední průměr závitu šroubu dle [1]

Tahové napětí:

$$\sigma_t = \frac{F_{CO}}{S_\xi} = \frac{F_{CO}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{4 \cdot 5272,12}{\pi \cdot 16,933^2} = 23,4\,MPa \quad (108)$$

S_ξ – průřez šroubu

d_3 – malý průměr závitu šroubu dle [1]

Výpočet krutu od uložení matice:

$$\tau = \frac{M_{kš}}{W_k} = \frac{F_z \cdot d_2 \cdot 16}{2 \cdot \pi \cdot d_3^3} = \frac{1772,22 \cdot 18,376 \cdot 16}{2 \cdot \pi \cdot 16,933^3} = 17,1\,MPa \quad (109)$$

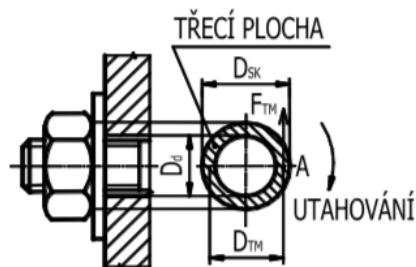
Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{23,4^2 + 4 \cdot 17,1^2} = 41,44\,MPa \quad (110)$$

Statická bezpečnost závitu:

$$k_{sz} = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{250}{41,44} = 6,03 \quad (111)$$

3.9.2 Výpočet utahovacího momentu a utahovací síly matice



Obr. 3.9.1: Třecí síla pod maticí [2]

Moment tření na závitu:

$$M_{tz} = F_z \cdot \frac{d_2}{2} = 1772,22 \cdot \frac{18,376}{2} = 16\,283 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (112)$$

Moment tření pod maticí:

$$M_{tm} = F_{CO} \cdot f_m \cdot \frac{D_{sk} + D_d}{4} = 5272,12 \cdot 0,15 \cdot \frac{30 + 21}{4} = 10\,083 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (113)$$

D_{sk} – průměr klíče pro dotahování

D_d – průměr díry pro šrouby

Utahovací moment matice:

$$M_u = M_{tz} + M_{tm} = 16\,283 + 10\,083 = 26\,366 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (114)$$

$$M_{uMIN} = 0,07 \cdot M_{uMAX} = 0,07 \cdot 141\,000 = 9\,870 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{uMIN} \leq M_u \leq M_{uMAX}$$

$$9\,870 \leq 26\,366 \leq 141\,000 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

M_{uMAX} – maximální utahovací moment matice dle [26]

M_{uMIN} – minimální utahovací moment matice dle [27]

Utahovací síla matice:

$$F_u = \frac{M_u}{L_u} = \frac{26\,366}{255} = 103,4 \text{ N} \quad (115)$$

$$L_u = L_{klíč} - \frac{D_{sk}}{2} - \frac{L_{dlaň}}{2} = 320 - \frac{30}{2} - \frac{100}{2} = 255 \text{ mm}$$

L_u – ideální páka

$L_{klíč}$ – délka klíče

$L_{dlaň}$ – odhadovaná šířka dlaně dospělého člověka

4 Závěr

V bakalářské práci je navrženo zařízení na krácení kulatiny. Konkrétně se jedná o strojní kotoučovou pilu dvojího použití - s kolébkou a stolem. Zpočátku je uvedena rešerše užívaných pil na trhu. Tyto pily se dělí na ruční a strojní a obojí jsou hojně používané.

Dále jsou v práci zmíněny různé typy strojních pil na krácení kulatiny (palivového dříví). Z těchto pil je vybrána jedna a provádí se návrh součástí. Při výpočtu bylo zpočátku zapotřebí zvolit motor. Obecně pro cirkulárky bývají vyráběny elektromotory o výkonu 4 kW, maximálně 5,5 kW. V této práci postačilo pracovat s elektromotorem čtyř kilowattovým od firmy SIEMENS a výstupními otáčkami 1435 min^{-1} .

Dále byl zvolen nástroj – pilový kotouč o vnějším průměru 800 mm, který na trhu poskytuje firma PILANA a je vyráběný z chromované oceli.

Při dalších výpočtech je proveden návrh řemenového převodu, který tvoří dvě řemenice (hnací a hnanou) a tři klínové řemeny klasického průřezu typu A, které bezpečně převádí krouticí moment z hnací hřídele na hnanou. Převod je zajištěn pomocí těsných per.

U hnané hřídele jsou zvoleny dva kritické průřezy, načež se počítá statická a dynamická bezpečnost a lze říci, dle výsledků, že hřídel vyhoví a není zbytečně předimenzovaná. Poté je zkontrolována závitová část hřídele a vyhodnocuje se, zda vypočtený krouticí moment je v rozmezí mezi minimálním a maximálním utahovacím momentem.

V příloze A a B jsou uvedeny průběhy momentů a posouvajících sil v obou rovinách. V příloze C je podle programu Autodesk Inventor 2018 provedena modulární analýza pro zjištění vlastní frekvence hřídele, která musí vyjít vyšší než její vlastní otáčky. V příloze D je provedena kontrola kolébky, konkrétně čepy, zda vydrží ohybové a tlakové napětí + statická analýza v programu Autodesk Inventor 2018. V ostatních přílohách jsou uvedeny příslušnosti týkající se výkresové dokumentace, tj. výkres sestavy + kusovník, podsestava hřídelové jednotky + kusovník a nakonec výrobní výkres přidržovače.

Tam, kde by mohlo dojít k úrazu je zařízení vybaveno kryty, které jsou od ostatních součástí odnímatelné, a to kvůli rozebíratelným spojům.

Dle navržené konstrukce zařízení na krácení kulatiny lze říci, že zařízení, co se týče funkčnosti, ekonomičnosti a bezpečnosti, vyhovuje.

5 Seznam použité literatury

Knihy:

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [2] KALÁB, Květoslav.: Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2012, 130 s., dotisk 1. Vydání, ISBN 978-80-248-1860-3.
- [3] MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0878-1.

Internet:

- [4] Druhy dřevin [online] - dřeviny. [cit. 2019-12-20]. Dostupné z: <http://www.ped.muni.cz>
- [5] *Podlahářský servis* [online]. [cit. 2019-12-20]. Dostupné z: <https://www.podlaharsky-servis.cz/>
- [6] *Despositphotos.cz* [online]. [cit. 2019-12-20]. Dostupné z: <https://cz.depositphotos.com/122422402/stock-photo-cut-surface-of-a-spruce.html>
- [7] *MalvaRosa* [online] – dřevo . [cit. 2019-12-20]. Dostupné z: <https://www.malvarosa.cz>
- [8] *Elsun - Motorové pily* [online]. [cit. 2019-12-20]. Dostupné z: <http://elsun.cz>
- [9] *Rucni-Naradi.cz - pily* [online]. [cit. 2019-12-20]. Dostupné z: <https://www.rucni-naradi.cz>
- [10] *HOBY Náradí.cz – Ruční náradí - pily* [online]. [cit. 2019-12-20]. Dostupné z: <https://www.rucni-naradi.cz>
- [11] *Pila Ludmírov* [online]. [cit. 2019-12-20]. Dostupné z: <https://www.strednimorava-tourism.cz/cil/pila-ludmirov>
- [12] *Jiří Hartman - Pila - Dřevovýroba* [online]. [cit. 2019-12-20]. Dostupné z: <http://www.pilahartman.cz>
- [13] *EXApro.cz - Rozmítací pily* [online]. [cit. 2019-12-20]. Dostupné z: <https://www.exapro.cz>
- [14] *ŠIMEK – proficentrum – pily – zkracovací pily* [online]. [cit. 2020-01-03]. Dostupné z: <https://www.simek.eu>
- [15] *Allbiz - Kmenové pily* [online]. [cit. 2020-01-03]. Dostupné z: <https://cz.all.biz>

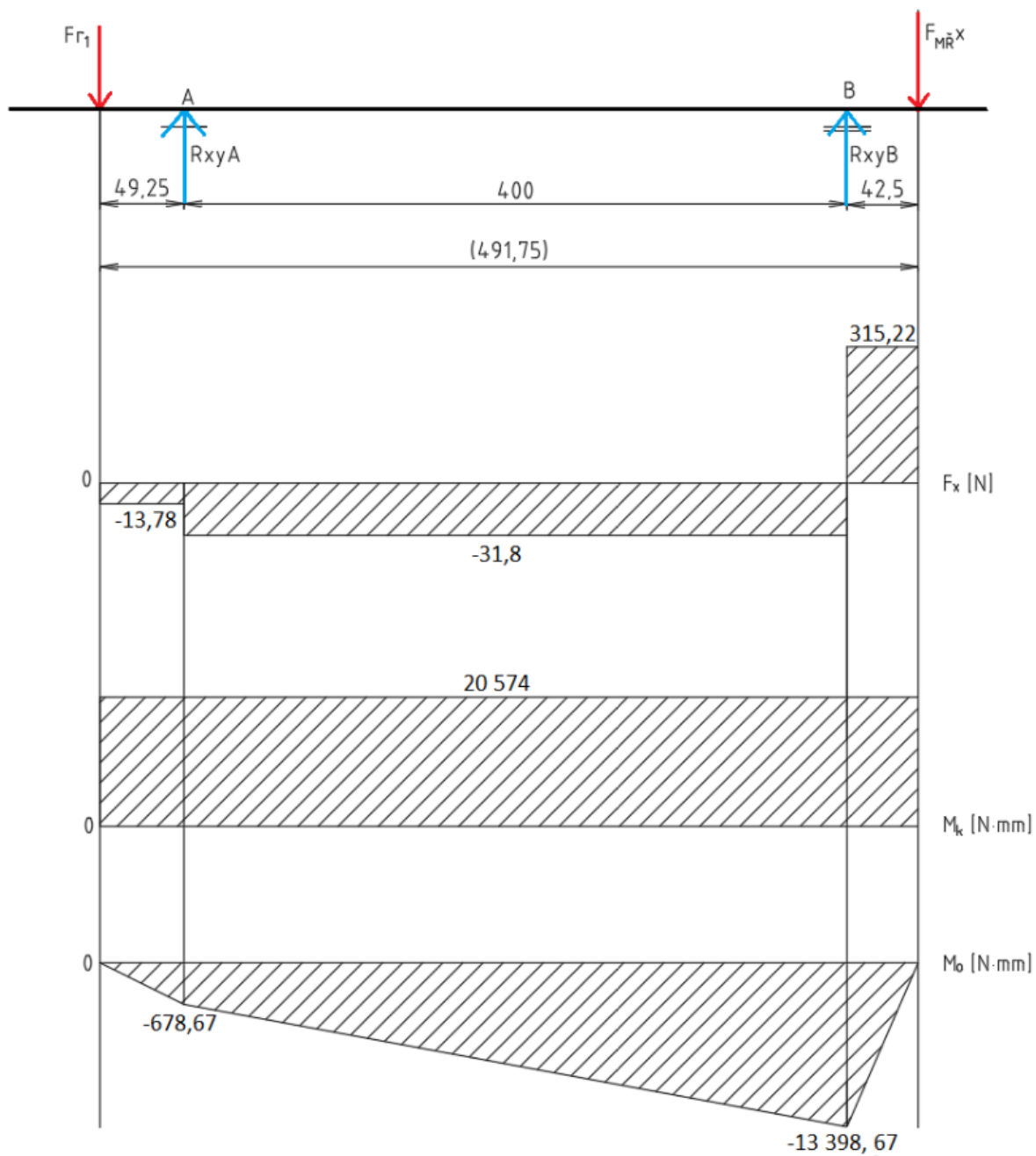
- [16] *Eluc - Nástroje na zpracování dřeva - Pásové pily* [online]. [cit. 2020-01-11]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1954>
- [17] *Svářečky-obchod.cz - pily - kolébkové pily* [online]. [cit. 2020-01-11]. Dostupné z: <https://www.svarecky-obchod.cz>
- [18] *ViMAN - Pásové pily - Broušení pásových pil* [online]. [cit. 2020-01-11]. Dostupné z: <https://viman.ru/>
- [19] *PILANA - Pilové listy pro strojní rámové pily* [online]. [cit. 2020-01-20]. Dostupné z: <http://www.pilana.cz>
- [20] *Woodmizer - šrankovníky - šrank* [online]. [cit. 2020-01-20]. Dostupné z: <https://www.woodmizer.cz>
- [21] *PEVA tools - Elektrické nářadí - Ostříčka pilových kotoučů* [online]. [cit. 2020-01-25]. Dostupné z: <https://www.peva.cz>
- [22] *Bazar strojů - nástroje pro řezání* [online]. [cit. 2020-01-25]. Dostupné z: <http://www.bazar-stroju.cz/nabidka/20815-pila-na-palivove-drevo.htm>
- [23] *Stroje, nářadí a dílna - Strojní pily* [online]. [cit. 2020-02-10]. Dostupné z: <https://www.hornbach.cz/>
- [24] *Elektromotory SIEMENS - Standardní elektromotory IE3* [online]. [cit. 2020-02-10]. Dostupné z: <https://www.elektromotory.net/siemens/>
- [25] *Pilové kotouče, konstrukce a parametry obrábění* [online]. [cit. 2020-02-10]. Dostupné z: <https://fraxinus.mendelu.cz>
- [26] *Všeobecné zásady při tvorbě výkresové dokumentace* [online]. [cit. 2020-02-10]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/7557108-1-vseobecne-zasady-pri-tvorbe-technicke-dokumentace.html>
- [27] *Technické informace - utahovací momenty* [online]. [cit. 2020-04-11]. Dostupné z: https://www.heyman.cz/media/useruploads/files/cz/technische_angaben/utahovac%C3%AD_momenty.pdf?f=1
- [28] *Naše stromy - Tvrdost dřeva* [online]. [cit. 2020-04-27]. Dostupné z: <http://www.nasestromy.cz/tvrdost-dreva>
- [29] *Frézování - řezné podmínky* [online]. [cit. 2020-04-11]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/2962226/>

6 Seznam příloh

	Formát
PŘÍLOHA A – průběh M_o , M_k a posouvající sil v ose x-y	2 × A4
PŘÍLOHA B – průběh M_o , M_k a posouvajících sil v ose x-z	2 × A4
PŘÍLOHA C – modulární analýza hřídele	2 × A4
PŘÍLOHA D – kontrola kolébky	2 × A4
PŘÍLOHA E – výkres sestavy pily	1 × A0
PŘÍLOHA F – seznam položek k pile	2 × A4
PŘÍLOHA G – výkres podsestavy hřídelové jednotky + seznam pol.	1 × A1
PŘÍLOHA H – výrobní výkres přidržovače	1 × A3

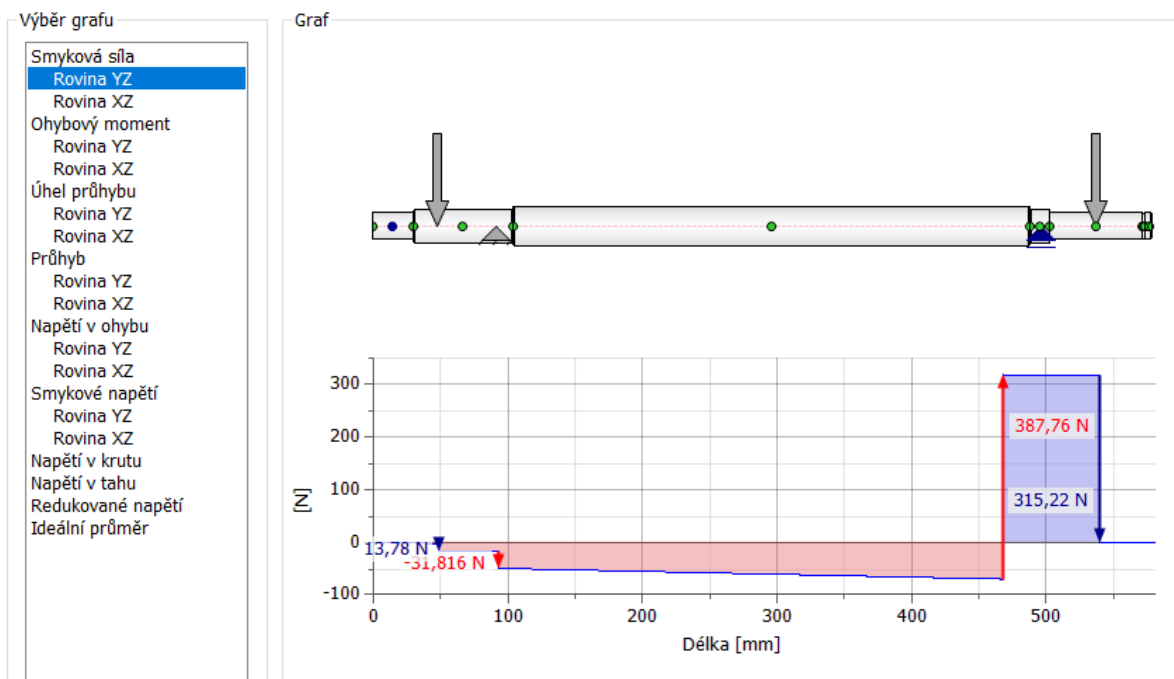
PŘÍLOHA A – průběh M_o , M_k a posouvající sil v ose x-y

Dle výpočetní zprávy:

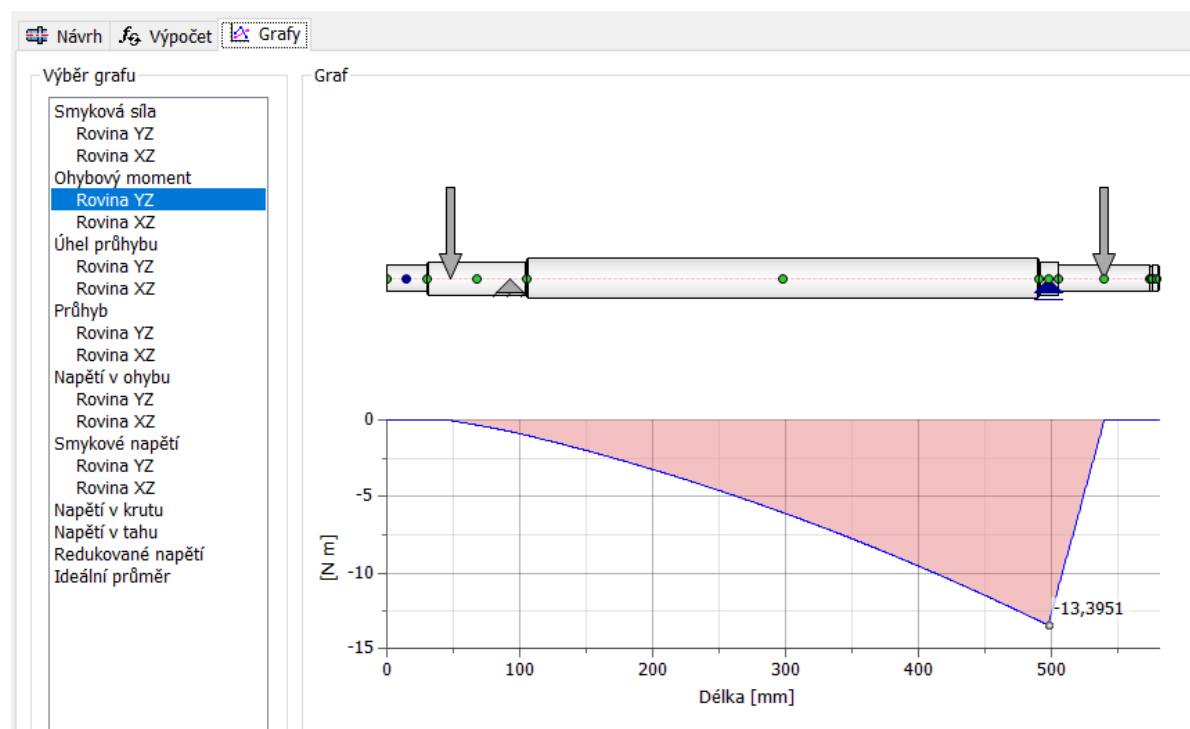


Dle aplikace Design Accelerator (Inventor):

Posouvající síla:

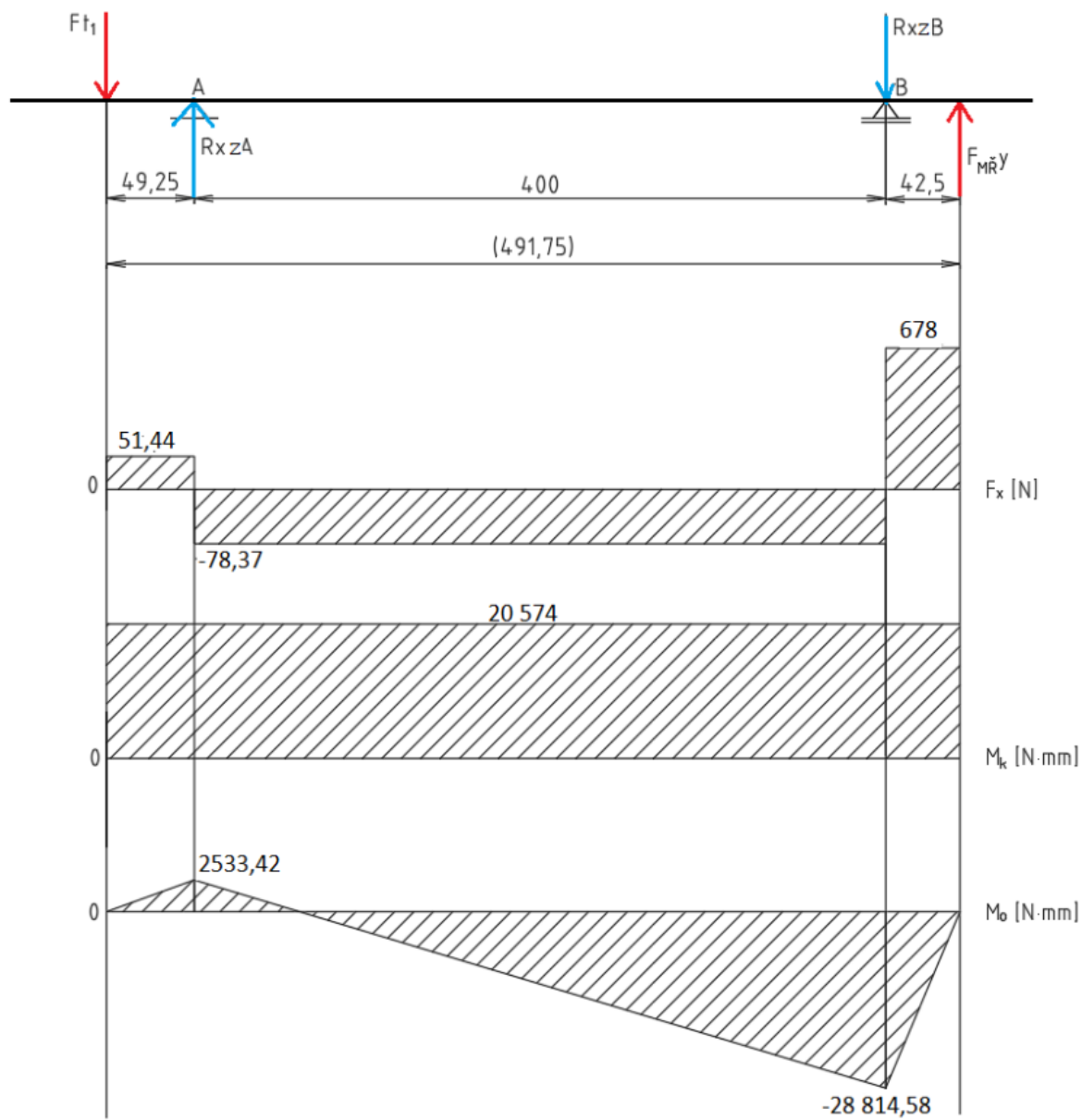


Ohybový moment:



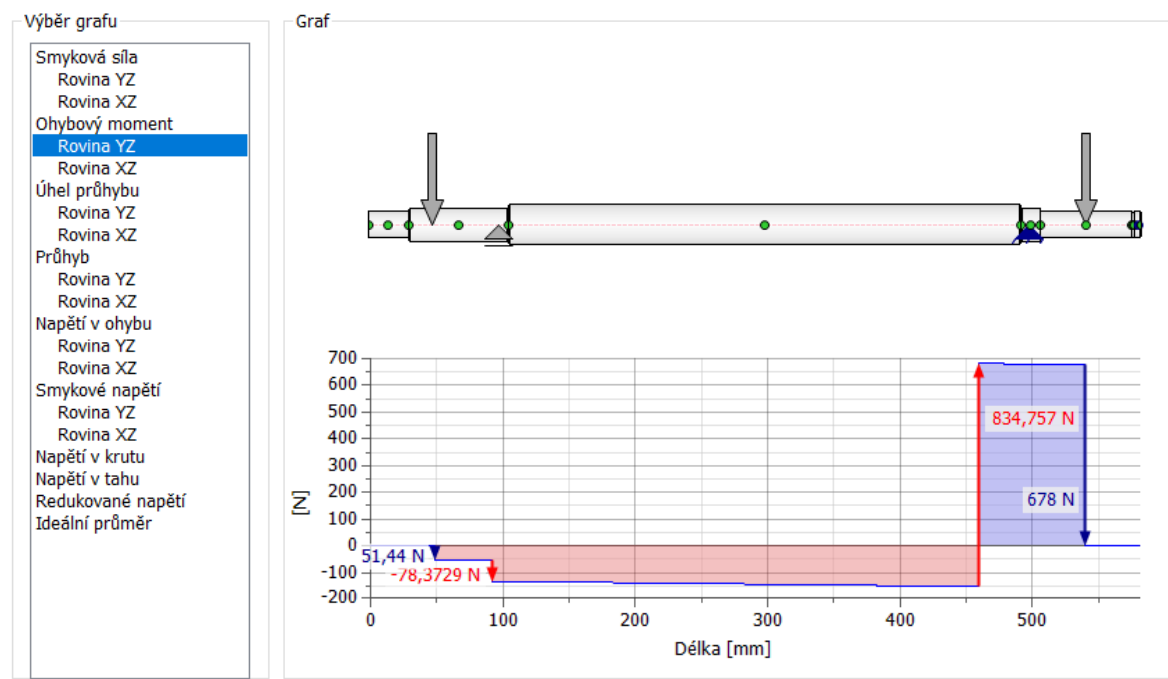
PŘÍLOHA B – průběh M_o , M_k a posouvajících sil v ose x-z

Dle výpočetní zprávy:

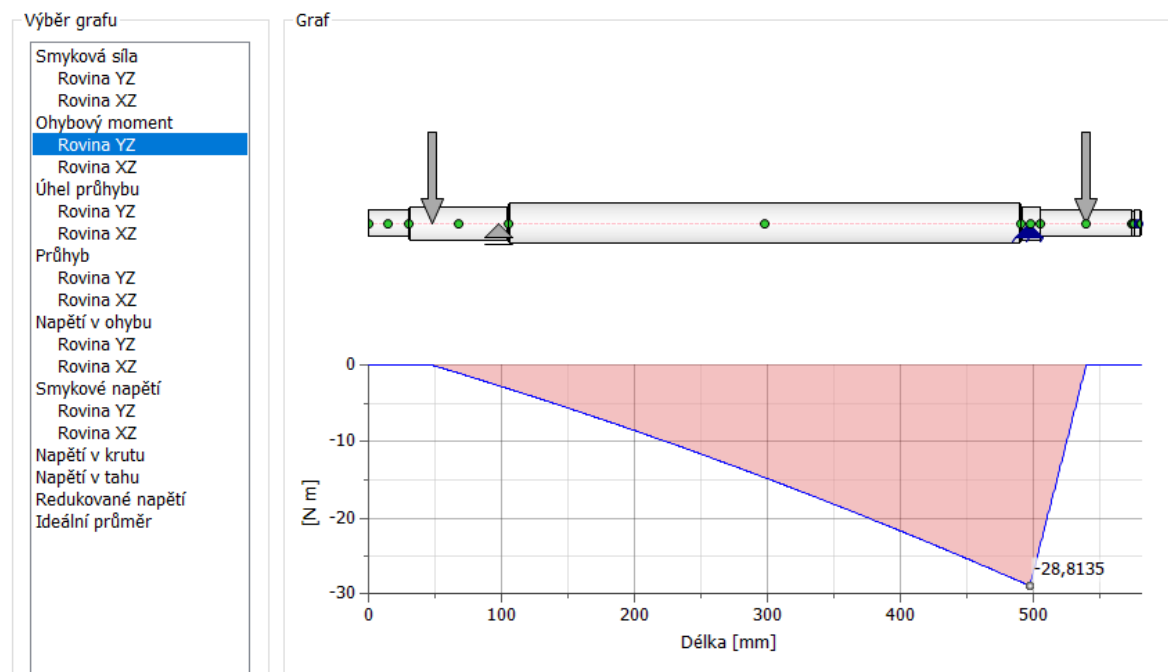


Dle aplikace Design Accelerator (Inventor):

Posouvající síla:

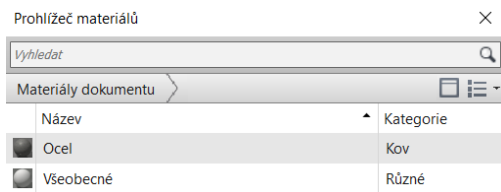


Ohybový moment:



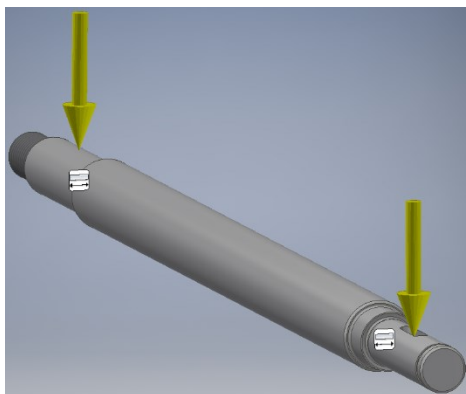
PŘÍLOHA C – modální analýza hřídele

Materiál:

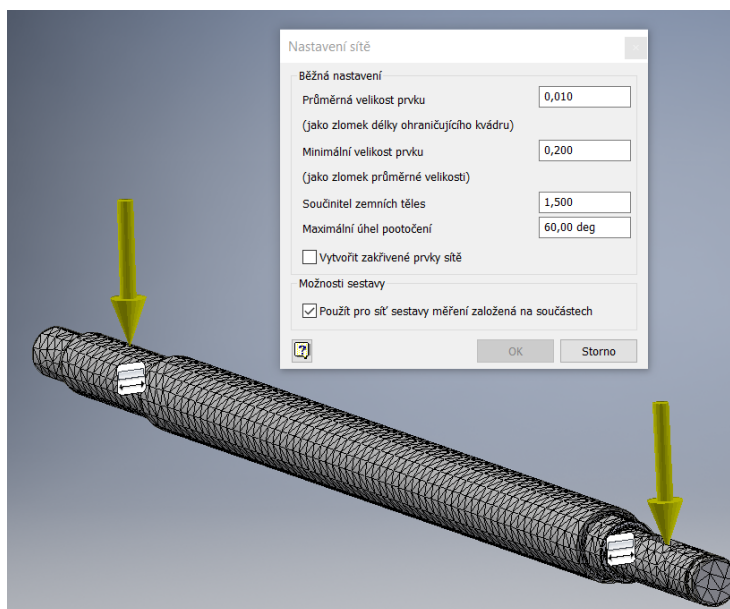


Vazby a zatížení:

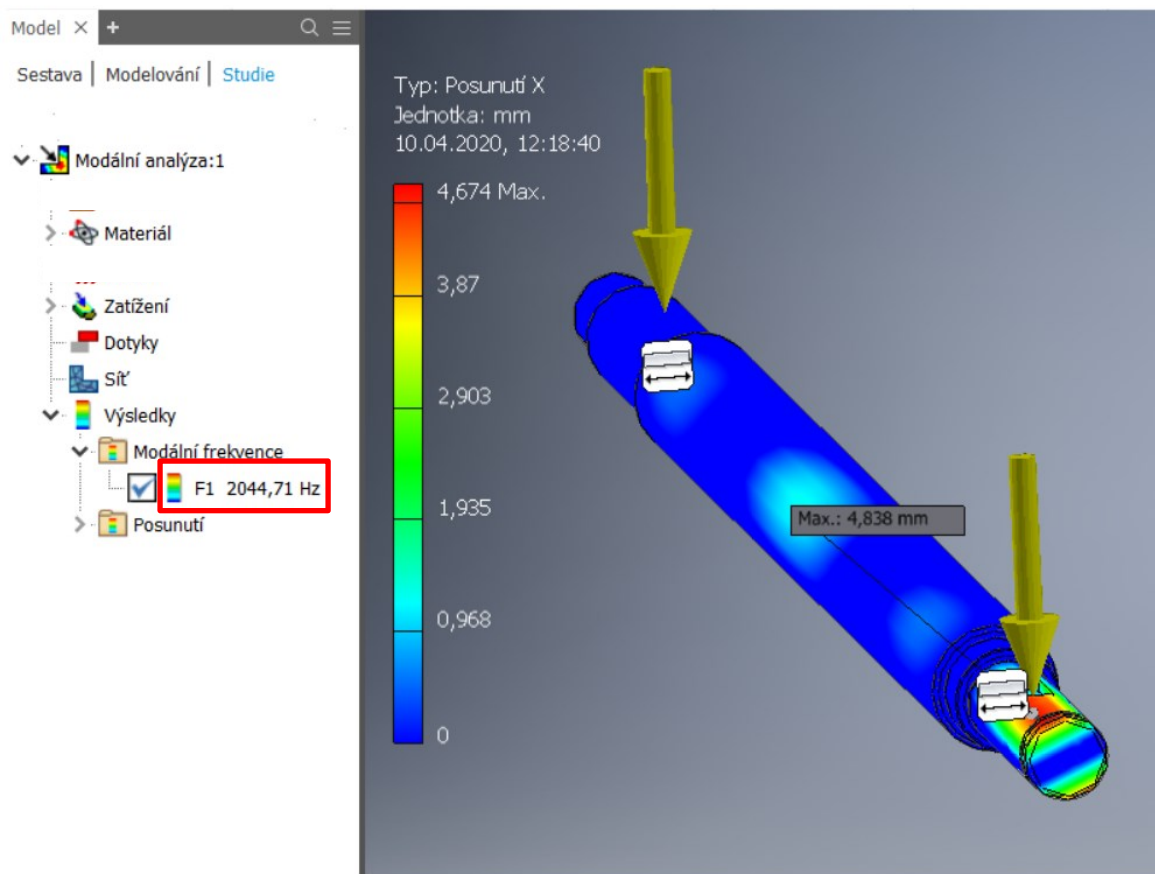
Zvoleny ideální vazby (na obrázku bílý čtverec), které jsou umístěny namísto ložisek. Tyto vazby zabráňují pohybu ve směru, který je na něj kolmý. Jakožto síly (na obrázku žlutě) jsou zvoleny síly od působení pilového kotouče a hnací řemenice ve směru x-z.



Sít':

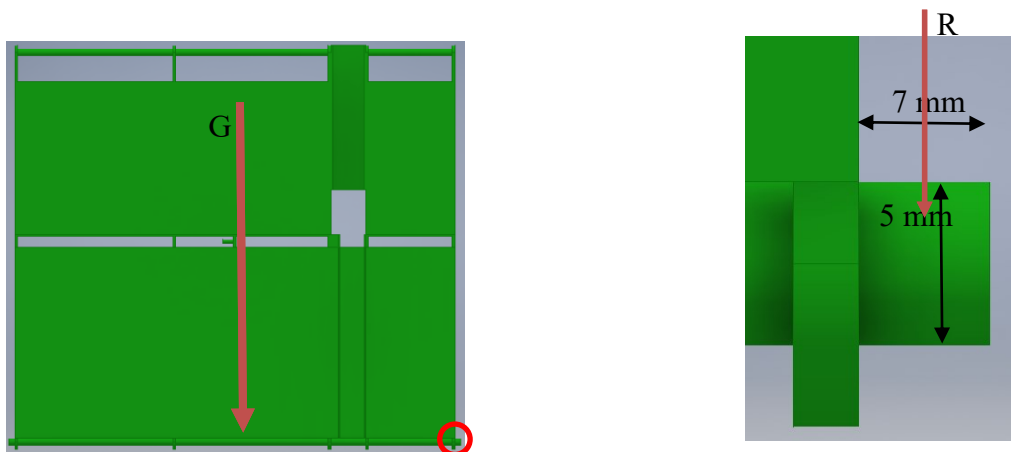


Výsledná frekvence:



PŘÍLOHA D – kontrola kolébky

Při kontrole kolébky je zapotřebí zkontrolovat 2 čepy, které jsou uloženy v rámu pily. Kontrola se týká toho, zda čep vydrží ohybové namáhání a tlak. Na čepy působí gravitační síla kolébky a ostatních těles na ní umístěných. Výpočty a parametry uvedeny dle [2].



$$R = \frac{G}{2} = \frac{m \cdot g}{2} = \frac{(m_{\text{kolébka}} + m_{\text{dřevo}} + m_{\text{přidržovač}} + m_{\text{opěrka}}) \cdot g}{2}$$

$$R = \frac{G}{2} = \frac{(20,5 + 53 + 2,002 + 0,121) \cdot 9,81}{2} = 370,9 \text{ N}$$

Ohyb:

$$\sigma_o \leq \sigma_D$$

$$\frac{16 \cdot R \cdot l_{\xi}}{\pi \cdot d_{\xi}^3} \leq \sigma_D$$

$$\frac{16 \cdot 370,9 \cdot 7}{\pi \cdot 5^3} \leq 120$$

$$105,8 \leq 120 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Tlak:

$$p_s \leq p_D$$

$$\frac{R}{l_{\xi} \cdot d_{\xi}} \leq p_D$$

$$\frac{370,9}{7 \cdot 5} \leq 120$$

$$10,6 \leq 120 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Statická analýza v programu Autodesk Inventor 2018:

